



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA V PAROPLYNOVÉM CYKLU

STEAM TURBINE IN THE COMBI CYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Natálie Filoušová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Natálie Filoušová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Parní turbína v paroplynovém cyklu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu s přihříváním do nově budovaného paroplynového cyklu s bokovým výstupem do vzduchového kondenzátoru. Parní turbínu navrhněte s maximálním důrazem na účinnost parního okruhu.

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro následující parametry:

Požadovaný elektrický výkon stroje: 300 MWe

Teplota admisní / přihřáté páry: 600 °C / 600 °C

Tlak admisní páry: 140,0 bar(a)

Tlaková ztráta přihříváku: 1,9 bar(a)

Množství přídavné IP páry: 19,7 t/h

Množství přídavné LP páry: 21,4 t/h

Entalpie přídavné LP páry: 3072 kJ/kg

Teplota okolí: 27,3 °C

Země instalace: Panama

Ostatní parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- Zpracovat tepelný oběh parní turbíny pro definované parametry na vstupu a okolí.
- Vypočítat dva částečné provozy na 80 % a 60 % jmenovitého výkonu turbíny.
- Navrhnout průtočnou část nízkotlakého dílu parní turbíny.
- Zpracovat návrh nízkotlakého dílu s bokovým výstupem do kondenzátoru.

Seznam literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

ŠŤASTNÝ, M. Paroplynová zařízení pro elektrárny a teplárny, ČVUT, Praha 1993

KONEČNÝ V. Návrh paroplynového zařízení, ZČU, Plzeň 2007

BEČVÁŘ J. Tepelné turbíny, SNTL, Praha 1968

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma Parní turbína v paroplynovém cyklu se soustředí na návrh nízkotlakého dílu třítělesové parní turbíny a jejího bočního výstupního hrdla do vzduchem chlazeného kondenzátoru. Samotnému návrhu NT dílu předchází výpočet tepelného schématu celé turbíny. Dále je proveden detailní návrh průtočné části NT dílu spolu s pevnostními výpočty. Turbína nemá žádné technologické ani regenerační odběry a je určena do elektrárny v Panamě. Součástí práce je také výkresová dokumentace zobrazující podélný řez NT dílem a návrh výstupního hrdla a uložení vnitřního tělesa do vnějšího. Práce je zpracována pro společnost Doosan Škoda Power.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzační parní turbína, paroplynový oběh, příhřev páry, nízkotlaký díl, tepelné schéma, průtočná část, výstupní hrdlo, uložení turbíny

ABSTRACT

Diploma thesis named Steam turbine in the combi cycle deals with design of low pressure part of three-body turbine and it's lateral outlet throat to the air condenser. Before the design itself, the thermal schema of entire turbine is calculated. Than follows the detail draft, the strength calculations are included as well. Turbine has any technological consumption of steam or any regenerativ consumption. Turbine will be suply to Panama. The thesis includes following drawings: cut of flowing part, design of outlet throat and fixing of inner body in outer body of low pressure part. The diploma thesis is created for Doosan Škoda Power company.

KEY WORDS

Condensing steam turbine, combi gas-steam cycle, heating of medium-pressure steam, low pressure part, thermal schema, flowing part, outlet throat, turbine fixing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FILOUŠOVÁ, N. *Parní turbína v paroplynovém cyklu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 65 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Parní turbína v paroplynovém cyklu vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu použité literatury, který je uveden v této práci.

.....

v Brně, dne

.....

Natálie Filoušová

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za účinnou pedagogickou a odbornou pomoc, vstřícnost a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále děkuji panu Ing. Zdeňku Kubišovi ze společnosti Doosan Škoda Power za ochotu a poskytnuté informace a podklady. A také chci poděkovat své rodině za všestrannou podporu během psaní diplomové práce a celého studia.

Obsah

1 Úvod	1
2 Tepelný výpočet – parní turbína v paroplynovém oběhu	2
2.1 Koncepce parní turbíny	3
2.2 Parametry	4
2.3 Expanze na VT dílu	5
2.4 Expanze na ST dílu	7
2.5 Vzduchový kondenzátor	8
2.6 Předběžný výpočet expanze na NT dílu	9
2.7 Expanze na NT dílu	11
2.8 Tepelná účinnost parního oběhu	13
2.9 Výkon turbíny	13
2.10 Znázornění expanze na turbíně v i-s diagramu	14
3 Návrh průtočné části NT dílu	15
3.1 Veličiny vstupující do výpočtu	16
3.2 Vzorce	16
3.3 Souhrn parametrů	18
3.4 Lopatkový plán NT dílu	21
3.5 Rychlostní trojúhelníky	22
3.5.1 Volené veličiny	22
3.5.2 Vzorce	22
3.5.3 Výsledky	24
3.5.4 Grafické zobrazení rychlostních trojúhelníků	24
3.6 Parametry páry za rozváděcími a oběžnými lopatkami NT dílu – profilové ztráty stupně	25
3.6.1 Vzorce	25
3.6.2 Výsledky	26
3.7 Volba profilů lopatek	27
3.7.1 Vzorce	27
3.7.2 Výsledky	28
3.7.3 Specifikace profilů	29
4 Pevnostní výpočty NT dílu	31
4.1 Ohybové namáhání oběžných lopatek	31
4.1.1 Vzorce	31
4.1.2 Výsledky	32
4.2 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek	33

4.2.1 Vzorce	33
4.2.2 Výsledky	35
4.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek	35
4.3.1 Vzorce	36
4.3.2 Výsledky	37
4.4 Namáhání závěsů oběžných kol	38
4.4.1 Vzorce	38
4.4.2 Výsledky	39
4.5 Namáhání rozváděcích kol	39
4.5.1 Vzorce	40
4.5.2 Výsledky	41
4.6 Namáhání rozváděcích lopatek	42
4.6.1 Vzorce	42
4.6.2 Výsledky	43
5 Kontrola rotoru na krut	44
6 Částečný provoz turbíny.....	45
7 Uložení NT dílu a návrh výstupního hrdla do kondenzátoru	47
Závěr.....	48
Seznam použité literatury	50
Software	50
Seznam zkratk a symbolů.....	50
Přílohy	52

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem třítělesové parní turbíny s přihřevem páry a detailním návrhem nízkotlakého dílu do kombinovaného paroplynového cyklu. Parní turbína v takovém oběhu využívá odpadní teplo produkované spalovací turbínou. Jednotka má být dodána do budované elektrárny v Panamě. Frekvence sítě je ve Střední Americe 60 Hz, pro tuto frekvenci bude tudíž turbína navržena.

V první části práce bude proveden tepelný výpočet bilančního schématu parní turbíny. Na základě zadání budou určeny parametry páry ve všech bodech schématu. Součástí této kapitoly je odhadnutí vnitřní termodynamické účinnosti jednotlivých dílů turbíny, výpočet zpracovaného entalpického spádu v každém díle a stanovení tepelného výkonu turbíny. Pro názornost pak bude v poslední části kapitoly znázorněn průběh expanze v i-s diagramu. Parametry stanovené v této kapitole vstupují jako okrajové podmínky do dalších výpočtů.

Ostatní části práce se zabývají návrhem nízkotlakého dílu a výstupem páry do vzduchového kondenzátoru.

Návrh průtočné části nízkotlakého dílu bude uveden ve třetí kapitole. Bude v ní navrženo lopatkování nízkotlakého dílu, parametry jednotlivých stupňů a bude spočítána skutečná termodynamická účinnost NT dílu. Dále budou stanoveny rychlosti páry ve stupních a zvoleny vhodné profily rozváděcích a oběžných lopatek.

Součástí návrhu je také posouzení pevnosti průtočné části, tedy rozváděcích a oběžných lopatek, jejich závěsů a závěsů rozváděcích a oběžných kol. Ty budou kontrolovány především na ohyb a tah. O pevnostních výpočtech pojednává čtvrtá kapitola.

Předposlední část se bude zabývat výpočtem nenávrhových stavů turbíny a to při 80 % a 60 % jmenovitého výkonu turbíny. Výsledky pak budou shrnuty v tepelných schématech v přílohách práce.

Závěr práce a především výkresová dokumentace bude věnován návrhu výstupního bočního hrda do vzduchového kondenzátoru.

2 Tepelný výpočet – parní turbína v paroplynovém oběhu

Před detailním návrhem průtočné části turbíny je potřeba provést výpočet tepelného schématu. Tento výpočet vychází z požadovaných parametrů zadaných firmou - zákazníkem. U čistě elektrárenských turbín se jedná především o elektrický výkon turbosoustrojí, respektive hmotnostní tok páry, vstupní parametry páry a typ turbíny – kondenzační či protitlaková. U technologických a průmyslových turbín jsou kromě zmíněného důležité také technologické odběry páry o požadovaném tlaku, nároky na provoz turbíny a jiné. Hlavním cílem tepelného schématu je stanovení zpracovaného entalpického spádu neboli technické práce a tepelné účinnosti.

- Tepelná účinnost paroplynového oběhu:

$$\eta_t = \frac{P_e^{GAS} + P_e^{PÁRA}}{M \cdot Q_i^r} [\%]$$

Dává do poměru vyrobený elektrický výkon a energii do systému dodanou.

- Termodynamická účinnost turbíny:

$$\eta_{TDi} = \frac{H}{H_{iz}} [\%]$$

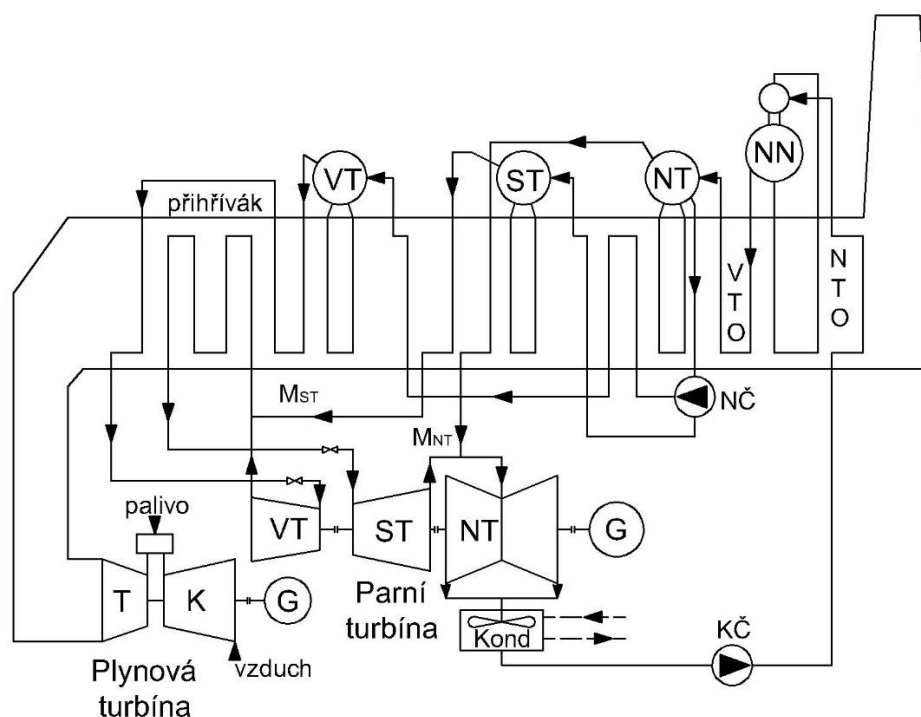
Porovnává turbínu jako reálný stroj – entalpický spád zpracován se ztrátami a ideální stroj – izoentropický entalpický spád zpracován beze ztrát.

Parní turbína navrhovaná v této diplomové práci je zařazena v paro-plynovém cyklu. Jedná se o kombinaci Braytonova oběhu s plynovou turbínou a Rankin-Clausiova oběhu s parní turbínou. Teplo na vypaření a přehřátí páry je odebíráno z horkých spalín generovaných plynovou turbínou. K tomuto účelu slouží kotel na odpadní teplo. Obě turbíny mají svůj vlastní alternátor. Tepelná účinnost takového uspořádání je větší než u klasického cyklu, jelikož pro generování elektrické energie obou turbín slouží pouze energie dodaná do plynového cyklu v podobě paliva. Tím je nejčastěji zemní plyn, který má vysokou výhřevnost Q_i^r [kJ/kg]. Celkové zapojení je znázorněno na *Obrázku 1*. Další výhodou je zařazení nízkotlakých a vysokotlakých ohříváků napájecí vody taktéž v kotli na odpadní teplo. To umožňuje dostatečné dochlazení spalín a snižování tak tepelných ztrát. Především však není potřeba na regenerační přehřev odebírat páru z turbíny.

Další části oběhu:

- napájecí nádrž NN s termickým odplyněním nekondenzujících plynů
- kondenzační čerpadlo
- napájecí čerpadlo
- nízkotlaký ohřívák NTO
- vysokotlaký ohřívák VTO
- nízkotlaký NT, středotlaký ST a vysokotlaký VT buben
- výparníky a přehříváky
- přehřívák středotlaké páry mezi vysokotlakým a středotlakým dílem turbíny
- vzduchový kondenzátor expandované páry
- spalovací komora plynové turbíny
- axiální turbokompresor K na stlačení atmosférického vzduchu

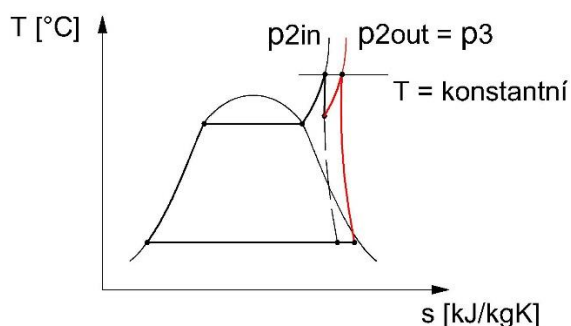
Výpočet výše uvedených zařízení by byl nad rámec diplomové práce a není zde uveden.



Obrázek 1 Schéma zapojení paroplynového cyklu

2.1 Koncepce parní turbíny

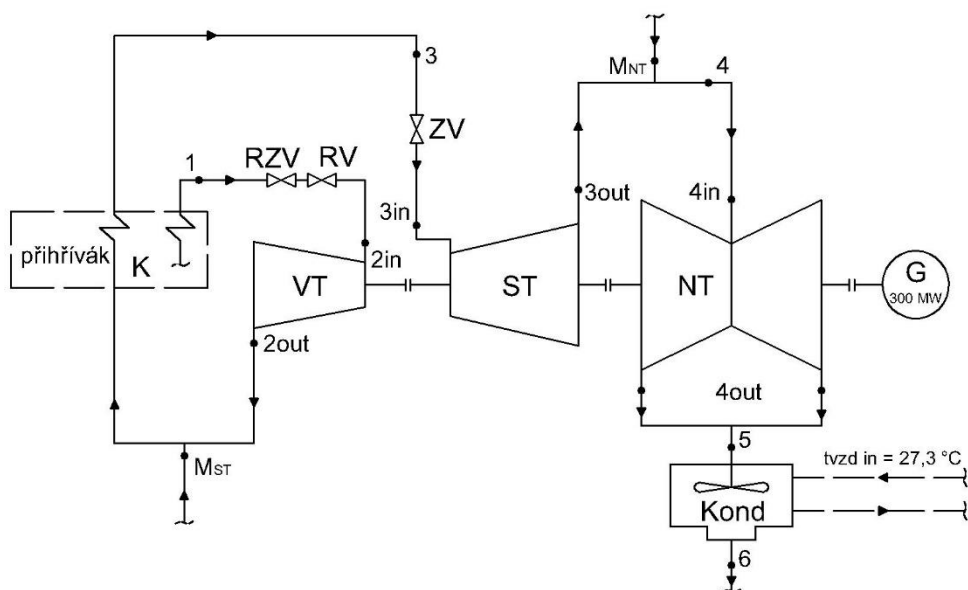
Jedná se o parní turbínu vysokého výkonu, proto bude navržena jako tří tělesová. Mezi vysokotlakým a středotlakým dílem bude zařazen tzv. přehřívák páry. To znamená, že částečně expandovaná pára bude z VT dílu vedena zpět do tahu kotle, kde vzrostou její parametry na požadované. Tím se zvýší celková teplota přiváděného tepla do systému a tedy i účinnost cyklu. Zároveň se konečný bod expanze přesune blíže k oblasti přehřáté páry a poslední stupně nízkotlakého dílu tak nejsou tolik namáhány od kondenzující vlhkosti. Mez sytosti však nesmí být překročena, jelikož bychom mařili tlakovou energii přehřáté páry v kondenzátoru – nevyužitá expanze. Průběh expanze s přehřátím páry je znázorněn v T-s diagramu.



Obrázek 2 T-s diagram parního cyklu s přehřevem

V potrubí mezi VT a ST dílem bude také umístěn vstřik přídavné středotlaké páry. Další vstřik přídavné páry bude v potrubí NT páry. Směr proudu je u VT dílu právě opačný než u ST dílu. Předchází se tak vzniku velkých axiálních sil od proudící páry v jednom směru a přetížení ložisek. Dvě shodné části NT dílu budou taktéž situovány od sebe.

Díly jsou spojeny spojkami. S ohledem na velikost nemá turbína převodovku a je přímo přifázována k alternátoru. Otáčky turbíny jsou dány frekvencí sítě v Panamě, kam je turbína dodána.



Obrázek 3 Schéma parní turbíny

2.2 Parametry

Zadané parametry:

Elektrický výkon soustrojí:

Teplota admisní páry:

Teplota přehřáté páry:

Tlak admisní páry:

Tlaková ztráta přehříváku:

Množství přídavné ST páry:

Množství přídavné NT páry:

Entalpie přídavné NT páry:

Teplota okolního vzduchu:

Frekvence sítě:

$P_e = 300 \text{ MW}$

$t_a = 600 \text{ °C}$

$t_3 = 600 \text{ °C}$

$p_a = 140 \text{ MPa}$

$\Delta p_{\text{přihř}} = 0,19 \text{ MPa}$

$M_{ST} = 5,472222 \text{ kg/s}$

$M_{NT} = 5,944444 \text{ kg/s}$

$i_{NT} = 3072 \text{ kJ/kg}$

$t_{vzd} = 27,3 \text{ °C}$

$n = 60 \text{ Hz}$

Volené parametry:

Kondenzátor:

Nedohřev:

$\delta = 7 \text{ °C}$

Ohřátí chladícího vzduchu:

$$\Delta t_{vzd} = 10,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

VT díl:

Poměrná tlaková ztráta na RZV a RV:

$$\zeta_{RZV+RV} = 0,02 \text{ [-]}$$

Termodynamická vnitřní účinnost:

$$\eta_{Tdi \text{ VT}} = 0,91 \text{ [-]}$$

ST díl:

Poměrná tlaková ztráta ZV:

$$\zeta_{ZV} = 0,02 \text{ [-]}$$

Tlak na vstupu do ST dílu:

$$p_{ST} = 3 \text{ MPa}$$

Termodynamická vnitřní účinnost:

$$\eta_{Tdi \text{ ST}} = 0,93 \text{ [-]}$$

NT díl:

Tlaková ztráta na převáděcím potrubí NT dílu:

$$\Delta p_{potrubí \text{ NT}} = 0,01 \text{ [-]}$$

Tlak NT páry:

$$p_{NT} = 0,4 \text{ MPa}$$

Poměrná tlaková ztráta v odtokovém hrdle:

$$\zeta_{hrdlo} = 0,6 \text{ [-]}$$

Termodynamická vnitřní účinnost:

$$\eta_{Tdi \text{ NT}} = 0,9 \text{ [-]}$$

Účinnost generátoru:

$$\eta_{GEN} = 0,985 \text{ [-]}$$

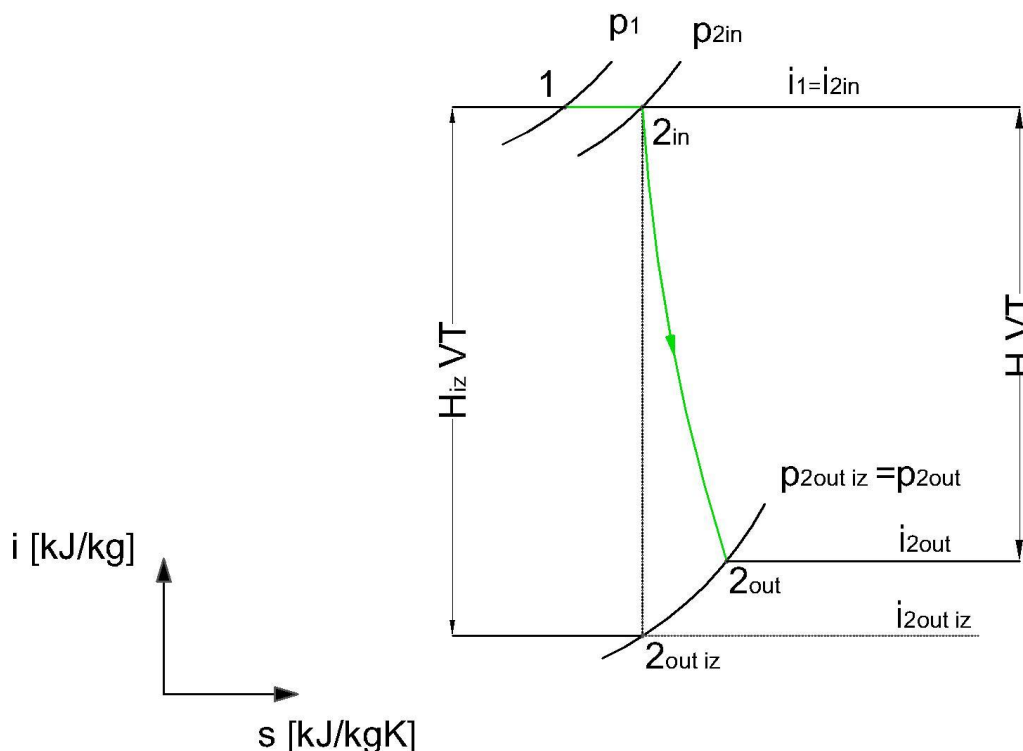
Mechanická ztráta:

$$Z_{MECH} = 1 \text{ MW}$$

Parametry byly voleny na základě doporučení Doosan Škoda Power a vedoucího DP.

Pro výpočet byl použit doplněk programu Excel IAPWS IF97 → tabulky vody a vodní páry.

2.3 Expanze na VT dílu



Obrázek 4 Expanzní čára VT dílu

- Stav přehřáté páry:

BOD 1

$$p_1 = 14 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 600 \text{ °C}$$

$$i_1 = f(p_1; t_1) = 3591,94 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = f(p_1; t_1) = 6,719 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_1 = f(p_1; t_1) = 1$$

$$v_1 = f(p_1; t_1) = 0,0268 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry na vstupu do VT dílu:

BOD 2 in

$$i_{2 \text{ in}} = i_1 = 3591,94 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{2 \text{ in}} = p_1 \cdot (1 - \xi_{RZV+RV})$$

$$p_{2 \text{ in}} = 13,72 \text{ MPa}$$

$$t_{2 \text{ in}} = f(i_{2 \text{ in}}; p_{2 \text{ in}}) = 599,07 \text{ °C}$$

$$s_{2 \text{ in}} = f(i_{2 \text{ in}}; p_{2 \text{ in}}) = 6,728 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{2 \text{ in}} = f(i_{2 \text{ in}}; p_{2 \text{ in}}) = 1$$

$$v_{2 \text{ in}} = f(i_{2 \text{ in}}; p_{2 \text{ in}}) = 0,0274 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po izoentropické expanzi na VT dílu:

BOD 2 out iz

$$p_{2 \text{ out iz}} = p_{ST} + \Delta p_{\text{přihřívák}}$$

$$p_{2 \text{ out iz}} = 3,19 \text{ MPa}$$

$$s_{2 \text{ out iz}} = s_{2 \text{ in}} = 6,728 \text{ kJ/kgK}$$

$$t_{2 \text{ out iz}} = f(p_{2 \text{ out iz}}; s_{2 \text{ out iz}}) = 354,36 \text{ °C}$$

$$i_{2 \text{ out iz}} = f(p_{2 \text{ out iz}}; s_{2 \text{ out iz}}) = 3122,18 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{2 \text{ out iz}} = f(p_{2 \text{ out iz}}; s_{2 \text{ out iz}}) = 1$$

$$v_{2 \text{ out iz}} = f(p_{2 \text{ out iz}}; s_{2 \text{ out iz}}) = 0,0856 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po reálné expanzi na VT dílu:

BOD 2 out

$$p_{2 \text{ out}} = p_{2 \text{ out iz}} = 3,19 \text{ MPa}$$

$$i_{2 \text{ out}} = i_{2 \text{ in}} - H_{VT}$$

$$H_{VT} = H_{VT \text{ iz}} \cdot \eta_{TDi \text{ VT}}$$

$$H_{VT \text{ iz}} = i_{2 \text{ in}} - i_{2 \text{ out iz}}$$

$$i_{2 \text{ out}} = 3164,454 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{VT} = 427,486 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{VT \text{ iz}} = 469,765 \text{ kJ/kg}$$

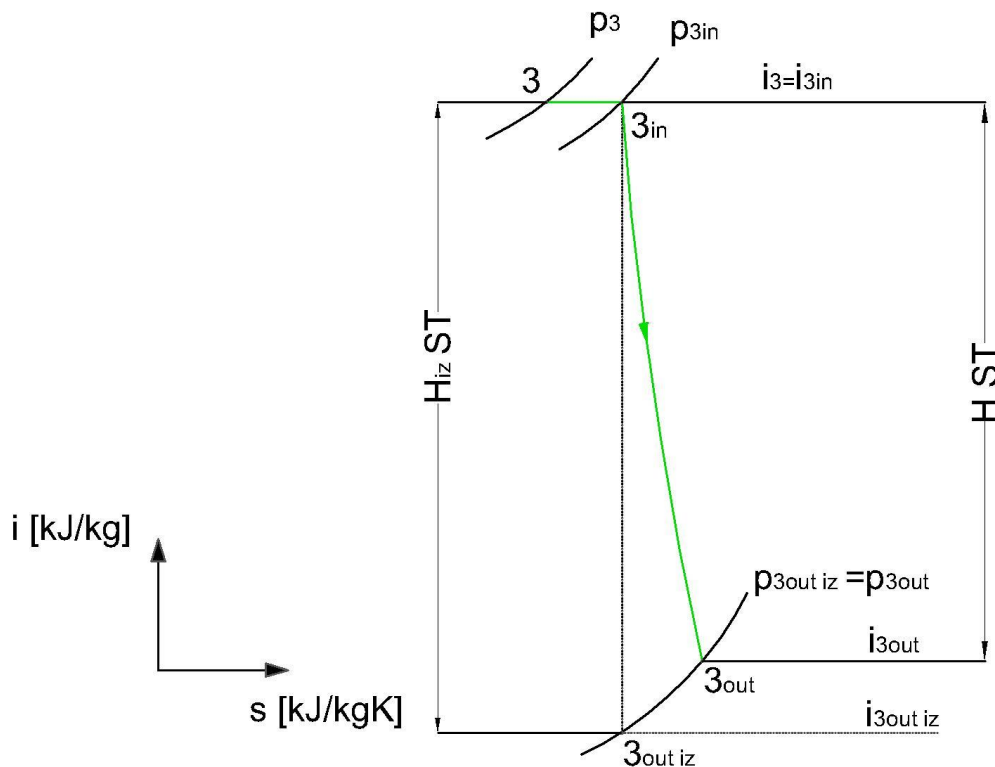
$$t_{2 \text{ out}} = f(i_{2 \text{ out}}; p_{2 \text{ out}}) = 372,354 \text{ °C}$$

$$s_{2 \text{ out}} = f(i_{2 \text{ out}}; p_{2 \text{ out}}) = 6,794 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{2 \text{ out}} = f(i_{2 \text{ out}}; p_{2 \text{ out}}) = 1$$

$$v_{2 \text{ out}} = f(i_{2 \text{ out}}; p_{2 \text{ out}}) = 0,0886 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2.4 Expanze na ST dílu



Obrázek 5 Expanzní čára ST dílu

- Stav přehřáté páry

BOD 3

$$p_3 = p_{ST} = 3 \text{ MPa} \quad \rightarrow \text{tlak ST páry}$$

$$t_3 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_3 = f(p_3; t_3) = 3682,81 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = f(p_3; t_3) = 7,51 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_3 = f(p_3; t_3) = 1$$

$$v_3 = f(p_3; t_3) = 0,1325 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry na vstupu do ST dílu:

BOD 3 in

$$p_{3 \text{ in}} = p_3 \cdot (1 - \xi_{ZV})$$

$$p_{3 \text{ in}} = 2,94 \text{ MPa}$$

$$i_{3 \text{ in}} = i_3 = 3682,81$$

$$t_{3 \text{ in}} = f(i_{3 \text{ in}}; p_{3 \text{ in}}) = 599,79 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_{3 \text{ in}} = f(i_{3 \text{ in}}; p_{3 \text{ in}}) = 7,519 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{3 \text{ in}} = f(i_{3 \text{ in}}; p_{3 \text{ in}}) = 1$$

$$v_{3 \text{ in}} = f(i_{3 \text{ in}}; p_{3 \text{ in}}) = 0,1352 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po izoentropické expanzi na ST dílu:

BOD 3 out iz

$$p_{3 \text{ out iz}} = p_{NT} = 0,4 \text{ MPa} \quad \rightarrow \text{tlak NT páry}$$

$$s_{3 \text{ out iz}} = s_{3 \text{ in}} = 7,519 \text{ kJ/kgK}$$

$$t_{3 \text{ out iz}} = f(p_{3 \text{ out iz}}, s_{3 \text{ out iz}}) = 286,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$i_{3 \text{ out iz}} = f(p_{3 \text{ out iz}}, s_{3 \text{ out iz}}) = 3039,733 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{3 \text{ out iz}} = f(p_{3 \text{ out iz}}, s_{3 \text{ out iz}}) = 1$$

$$v_{3 \text{ out iz}} = f(p_{3 \text{ out iz}}, s_{3 \text{ out iz}}) = 0,639 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po reálné expanzi na ST dílu:

BOD 3 out

$$p_{3 \text{ out}} = p_{3 \text{ out iz}} = 0,4 \text{ MPa}$$

$$i_{3 \text{ out}} = i_{3 \text{ in}} - H_{ST}$$

$$H_{ST} = H_{ST \text{ iz}} \cdot \eta_{TDi \text{ ST}}$$

$$H_{ST \text{ iz}} = i_{3 \text{ in}} - i_{3 \text{ out iz}}$$

$$i_{3 \text{ out}} = 3084,748 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{ST} = 598,059 \text{ kJ/kg}$$

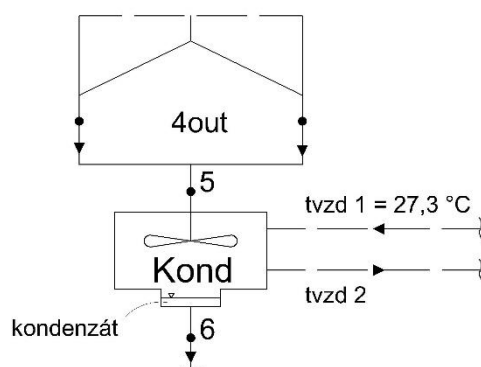
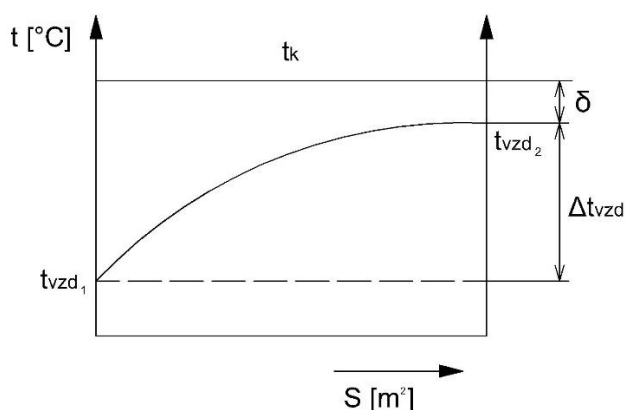
$$H_{ST \text{ iz}} = 643,074 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 308,593 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$s_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 7,598 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 1$$

$$v_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 0,665 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2.5 Vzduchový kondenzátor

- Chladicí vzduch:

$$t_{vzd \ 1} = 27,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{vzd \ 2} = t_{vzd \ 1} + \Delta t_{vdz}$$

$$t_{vzd \ 2} = 37,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Kondenzát:

$$t_k = t_{vzd\ 2} + \delta = 44,8\ ^\circ\text{C}$$

$$p_k = f(t_k; x=0) = 0,0095\ \text{MPa}$$

- Stav kondenzátu páry za kondenzátorem → sytá kapalina:

BOD 6

$$t_6 = t_k = 44,8\ ^\circ\text{C}$$

$$x_6 = 0\ [-]$$

$$p_6 = f(t_6; x_6) = 0,0095\ \text{MPa}$$

$$i_6 = f(t_6; x_6) = 187,63\ \text{kJ/kg}$$

$$s_6 = f(t_6; x_6) = 0,636\ \text{kJ/kgK}$$

$$v_6 = f(t_6; x_6) = 0,001\ \text{m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry před kondenzátorem → sytá pára:

BOD 5

$$t_5 = t_6 = 44,8\ ^\circ\text{C}$$

$$p_5 = p_6 = 0,0095\ \text{MPa}$$

$$i_5 = f(p_5; t_5) = 2582,11\ \text{kJ/kg}$$

$$s_5 = f(p_5; t_5) = 8,167\ \text{kJ/kgK}$$

$$x_5 = f(p_5; t_5) = 1\ [-]$$

$$v_5 = f(p_5; t_5) = 15,396\ \text{m}^3/\text{kg}$$

- Tlak páry za posledním stupněm NT dílu: → nutný pro určení konce expanze na NT

BOD 4 out

$$p_{4\ out} = p_5 \cdot (1 + \xi_{HRDLO})$$

$$p_{4\ out} = 0,0152\ \text{MPa}$$

2.6 Předběžný výpočet expanze na NT dílu

- Stanovení předběžného množství páry M_1 na vstupu do VT dílu:

$$M_1 = \frac{\left(\frac{P_e}{\eta_{GEN}} + z_{MECH}\right) - H_{ST} \cdot M_{ST}}{H_{VT} + H_{ST}}$$

$$M_1 = 294,766\ \text{kg/s}$$

- Stanovení entalpie páry v bodě 4 → bod za vstřikem přídavné NT páry:

M_1 → množství páry na vstupu do VT dílu

$M_2 = M_1 + M_{ST}$ → množství páry po vstřiku přídavné ST páry

$M_3 = M_1 + M_{ST} + M_{NT}$ → množství páry po vstřiku přídavné NT páry

Úniky páry ucpávkami byly zanedbány. V reálu však tvoří až 1 % páry.

$$\text{ZZH: } M_2 + M_{NT} = M_3$$

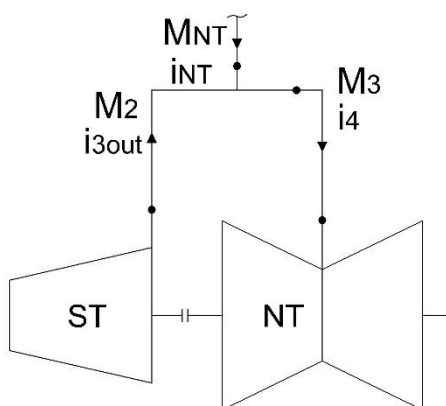
$$\text{ZZE: } M_2 \cdot i_{3out} + M_{NT} \cdot i_{NT} = M_3 \cdot i_4$$

$$i_4 = \frac{M_2 \cdot i_{3out} + M_{NT} \cdot i_{NT}}{M_3}$$

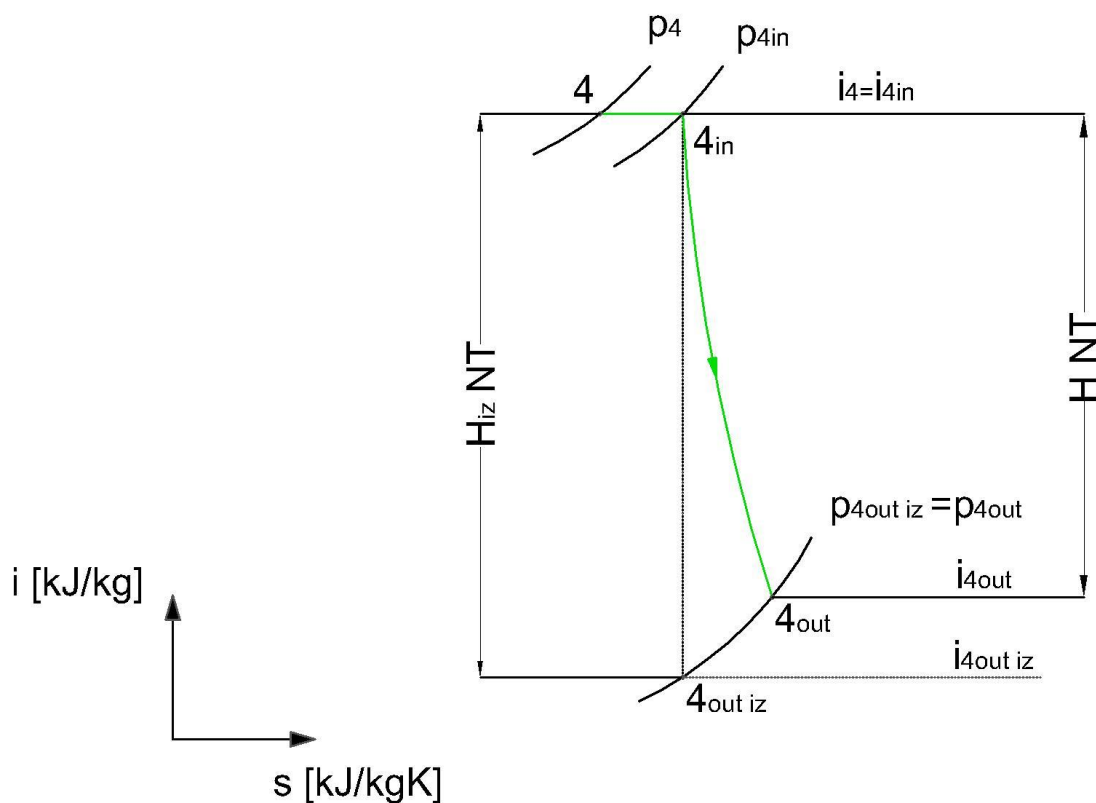
$$M_2 = 300,238 \text{ kg/s}$$

$$M_3 = 306,183 \text{ kg/s}$$

$$i_4 = 3084,501 \text{ kJ/kg}$$



Znázornění v i-s diagramu:



Obrázek 6 Expanzní čára NT dílu

- Stav páry za vstřikem přidavné NT páry:

BOD 4

$$p_4 = p_{NT} = 0,4 \text{ MPa}$$

→ tlak NT páry

$$i_4 = 3084,501 \text{ kJ/kg}$$

→ určeno z bilance

$$t_4 = f(p_4; i_4) = 308,472 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,598 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_4 = f(p_4; i_4) = 1$$

$$v_4 = f(p_4; i_4) = 0,665 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry na vstupu do NT dílu:

BOD 4 in

$$p_{4 \text{ in}} = p_4 \cdot (1 - \Delta p_{\text{potrubí NT}})$$

$$p_{4 \text{ in}} = 0,396 \text{ MPa}$$

$$i_{4 \text{ in}} = i_4 = 3084,501 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{4 \text{ in}} = f(p_{4 \text{ in}}; i_{4 \text{ in}}) = 308,425 \text{ °C}$$

$$s_{4 \text{ in}} = f(p_{4 \text{ in}}; i_{4 \text{ in}}) = 7,602 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{4 \text{ in}} = f(p_{4 \text{ in}}; i_{4 \text{ in}}) = 1$$

$$v_{4 \text{ in}} = f(p_{4 \text{ in}}; i_{4 \text{ in}}) = 0,672 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po izoentropické expanzi na NT dílu:

BOD 4 out iz

$$p_{4 \text{ out iz}} = p_{4 \text{ out}} = 0,0152 \text{ MPa}$$

→ určeno v kapitole 2.5

$$s_{4 \text{ out iz}} = s_{4 \text{ in}} = 7,602 \text{ kJ/kgK}$$

$$t_{4 \text{ out iz}} = f(p_{4 \text{ out iz}}; s_{4 \text{ out iz}}) = 54,183 \text{ °C}$$

$$i_{4 \text{ out iz}} = f(p_{4 \text{ out iz}}; s_{4 \text{ out iz}}) = 2467,796 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{4 \text{ out iz}} = f(p_{4 \text{ out iz}}; s_{4 \text{ out iz}}) = 0,945 \quad \rightarrow \text{paro-vodní směs}$$

$$v_{4 \text{ out iz}} = f(p_{4 \text{ out iz}}; s_{4 \text{ out iz}}) = 9,35 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry po reálné expanzi na NT dílu:

BOD 4 out

$$p_{4 \text{ out}} = 0,0152 \text{ MPa}$$

$$i_{4 \text{ out}} = i_{4 \text{ in}} - H_{NT}$$

$$H_{NT} = H_{NT \text{ iz}} \cdot \eta_{TDi NT}$$

$$H_{NT \text{ iz}} = i_{4 \text{ in}} - i_{4 \text{ out iz}}$$

$$i_{4 \text{ out}} = 2552,239 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{NT} = 532,262 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{NT \text{ iz}} = 616,704 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}; p_{3 \text{ out}}) = 54,183 \text{ °C}$$

$$s_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}; p_{3 \text{ out}}) = 7,86 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}; p_{3 \text{ out}}) = 0,98$$

$$v_{3 \text{ out}} = f(i_{3 \text{ out}}; p_{3 \text{ out}}) = 9,702 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Předběžný výpočet byl potřebný pro stanovení entalpického spádu na NT dílu. Pomocí spádu na NT, ST a VT díle nyní můžeme stanovit skutečné množství páry protékající turbínou.

2.7 Expanze na NT dílu

- Stanovení skutečného množství páry M_1 na vstupu do VT dílu:

$$M_1 = \frac{\left(\frac{P_e}{\eta_{GEN}} + z_M\right) - H_{ST} \cdot M_{ST} - H_{NT} \cdot M_{ST} - H_{NT} \cdot M_{NT}}{H_{VT} + H_{ST} + H_{NT}}$$

$$M_1 = 190,172 \text{ kg/s}$$

Úniky ucpávkami byly opět zanedbány.

- Stanovení entalpie páry v bodě 4 → bod za vstřikem přídavné NT páry:

$$\text{ZZH: } M_2 + M_{NT} = M_3$$

$$\text{ZZE: } M_2 \cdot i_{3out} + M_{NT} \cdot i_{NT} = M_3 \cdot i_4$$

$$i_4 = \frac{M_2 \cdot i_{3out} + M_{NT} \cdot i_{NT}}{M_3}$$

$$M_2 = 195,65 \text{ kg/s}$$

$$M_3 = 201,58 \text{ kg/s}$$

$$i_4 = 3084,372 \text{ kJ/kg}$$

- Stav páry za vstřikem přídavné NT páry:

BOD 4

$$p_4 = p_{NT} = 0,4 \text{ MPa}$$

→ tlak NT páry

$$i_4 = 3084,372 \text{ kJ/kg}$$

→ určeno z bilance

$$t_4 = f(p_4; i_4) = 308,409 \text{ °C}$$

$$s_4 = f(p_4; i_4) = 7,598 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_4 = f(p_4; i_4) = 1$$

$$v_4 = f(p_4; i_4) = 0,665 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Stav páry na vstupu do NT dílu:

BOD 4 in

$$p_{4in} = p_4 \cdot (1 - \Delta p_{potrubí NT})$$

$$p_{4in} = 0,396 \text{ MPa}$$

$$i_{4in} = i_4 = 3084,372 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{4in} = f(p_{4in}; i_{4in}) = 308,362 \text{ °C}$$

$$s_{4in} = f(p_{4in}; i_{4in}) = 7,602 \text{ kJ/kgK}$$

$$x_{4in} = f(p_{4in}; i_{4in}) = 1$$

$$v_{4in} = f(p_{4in}; i_{4in}) = 0,672 \text{ m}^3/\text{kg}$$

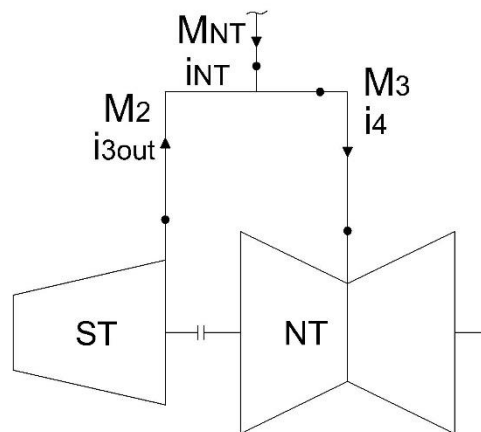
- Stav páry po izoentropické expanzi na NT dílu:

BOD 4 out iz

$$p_{4out iz} = p_{4out} = 0,0152 \text{ MPa}$$

→ určeno v kapitole 2.5

$$s_{4out iz} = s_{4in} = 7,602 \text{ kJ/kgK}$$



$$\begin{aligned}
t_{4 \text{ out iz}} &= f(p_{4 \text{ out iz}}, s_{4 \text{ out iz}}) = 54,183 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
i_{4 \text{ out iz}} &= f(p_{4 \text{ out iz}}, s_{4 \text{ out iz}}) = 2467,724 \text{ kJ/kg} \\
x_{4 \text{ out iz}} &= f(p_{4 \text{ out iz}}, s_{4 \text{ out iz}}) = 0,945 \rightarrow \text{paro-vodní směs} \\
v_{4 \text{ out iz}} &= f(p_{4 \text{ out iz}}, s_{4 \text{ out iz}}) = 9,35 \text{ m}^3/\text{kg}
\end{aligned}$$

- Stav páry po reálné expanzi na NT dílu:

BOD 4 out

$$\begin{aligned}
p_{4 \text{ out}} &= 0,0152 \text{ MPa} \\
i_{4 \text{ out}} &= i_{4 \text{ in}} - H_{NT} \\
H_{NT} &= H_{NT \text{ iz}} \cdot \eta_{TDi NT} & H_{NT} &= 532,133 \text{ kJ/kg} \\
H_{NT \text{ iz}} &= i_{4 \text{ in}} - i_{4 \text{ out iz}} & H_{NT \text{ iz}} &= 616,65 \text{ kJ/kg} \\
i_{4 \text{ out}} &= 2552,239 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{3 \text{ out}} &= f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 54,183 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
s_{3 \text{ out}} &= f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 7,86 \text{ kJ/kgK} \\
x_{3 \text{ out}} &= f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 0,98 \\
v_{3 \text{ out}} &= f(i_{3 \text{ out}}, p_{3 \text{ out}}) = 9,702 \text{ m}^3/\text{kg}
\end{aligned}$$

2.8 Tepelná účinnost parního oběhu

Tepelná účinnost zohledňuje předehřev napájecí vody v kotli na odpadní teplo. Jelikož výpočet kotle není součástí DP, entalpie napájecí vody po jejím předehřevu není známá. Proto nemůže být tepelná účinnost číselně vyjádřena.

$$\eta_t = \frac{P_e}{M_{p1} \cdot (i_{VTin} - i_{NV}) + M_{p2} \cdot (i_{STin} - i_{VTout}) + M_{NT} \cdot (i_{NT} - i_{NV})} \cdot 100 [\%]$$

U moderních parních cyklů s technologiemi jako je právě přehřev středotlaké páry může hodnota tepelné účinnosti dosahovat i 40 %.

2.9 Výkon turbíny

Celkový požadovaný výkon na svorkách generátoru je dán zadáním. Pomocí známých hmotnostních toků jednotlivými díly turbíny a zpracovaným entalpickým spádem můžeme určit výkony jednotlivých částí.

- Elektrický výkon:

$$P_e = 300 \text{ MW}$$

- Vnitřní výkon VT dílu:

$$\begin{aligned}
P_{VT} &= M_1 \cdot H_{VT} \\
P_{VT} &= 81,3 \text{ MW}
\end{aligned}$$

- Vnitřní výkon ST dílu:

$$\begin{aligned}
P_{ST} &= M_2 \cdot H_{ST} \\
P_{ST} &= 117,01 \text{ MW}
\end{aligned}$$

- Vnitřní výkon NT dílu:

$$P_{NT} = M_3 \cdot H_{NT}$$

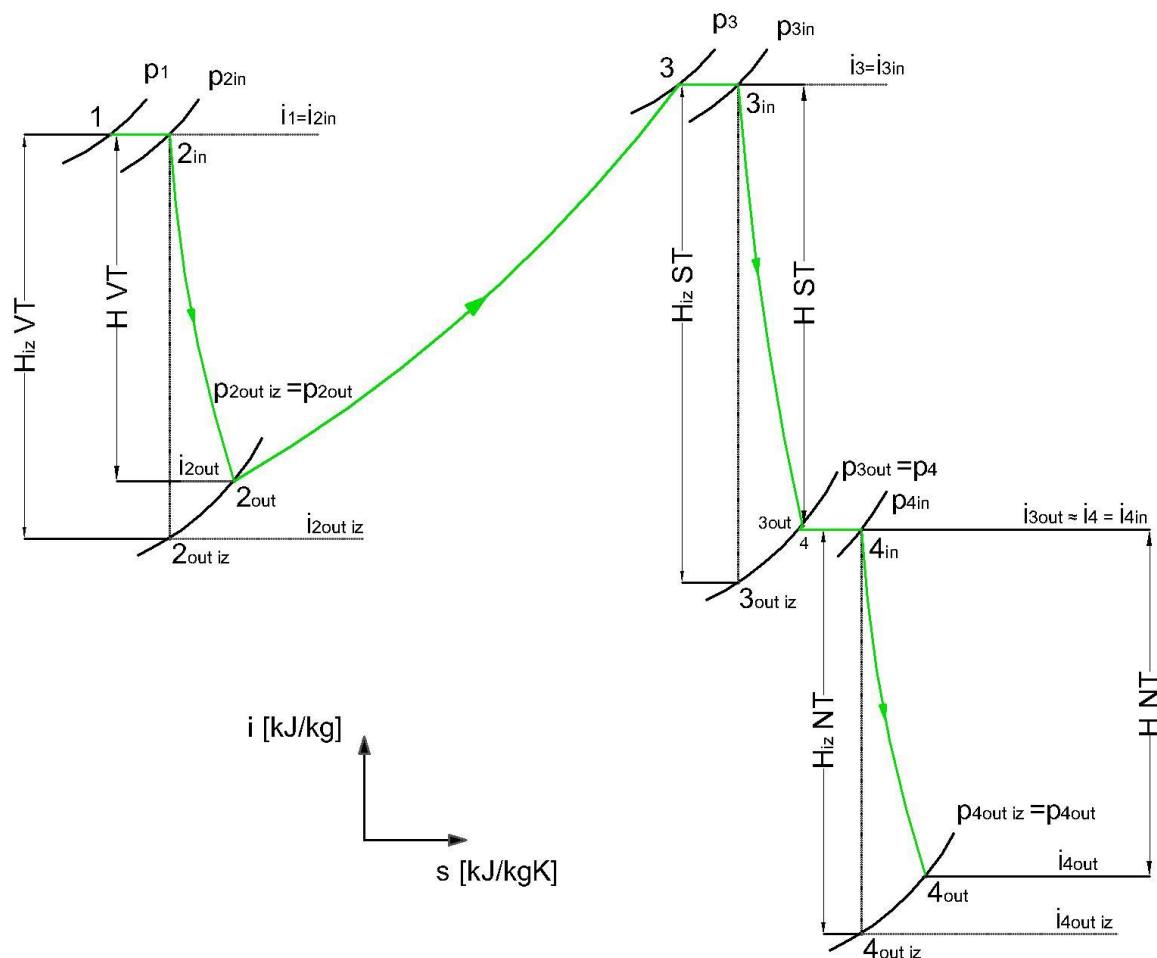
$$P_{NT} = 107,26 \text{ MW}$$

$$P_{\text{vnitřní_celkový}} = 305,57 \text{ MW}$$

Po započítání mechanické ztráty na ložiscích a ztráty generátoru volených v kapitole 2.2, dostaneme požadovaný elektrický výkon.

2.10 Znázornění expanze na turbíně v i-s diagramu

Na základě výše určených parametrů páry před a za jednotlivými díly turbíny můžeme znázornit celý průběh expanze v i-s diagramu.



Obrázek 7 Expanzní čára páry

Parametry páry ve všech bodech tepelného schématu jsou uvedeny v příloze 7.

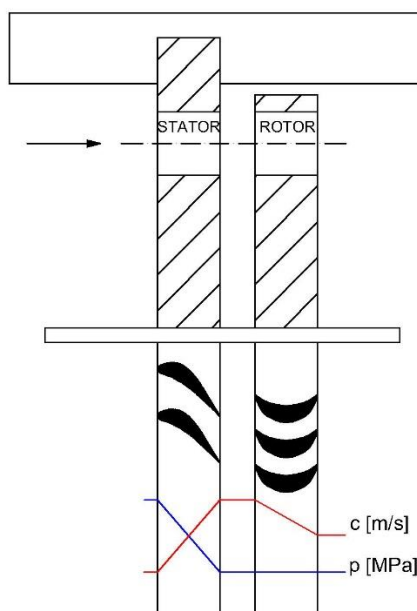
3 Návrh průtočné části NT dílu

Průtočná část sestává z rozváděcích a oběžných lopatek. Ty spolu tvoří lopatkový stupeň. Při návrhu průtočného kanálu se stanoví, kolik stupňů bude turbína obsahovat, parametry páry před a za každým stupněm, ztráty ve stupni, vnitřní termodynamická účinnost stupně a vnitřní výkon stupně. Dále se určí délky lopatek, průměry lopatkování a rychlosti páry. Na základě těchto údajů je pak možné sestavit rychlostní trojúhelníky stupně a zvolit profily lopatek.

Lopatkování bylo voleno jako rovnotlaké s ohledem na tradici společnosti DŠP. Rovnotlaký stupeň také zpracuje větší entalpický spád než přetlakový. Je tudíž možno použít menší počet stupňů a tím ušetřit náklady na výrobu dílu. Výpočet byl proveden pomocí programu Turbina-Delphi od DŠP, který je studentům volně dostupný. Dále bylo postupováno především podle literatury [1] a materiálů poskytnutých od DŠP.

Rovnotlaký stupeň se vyznačuje nulovou reakcí na oběžném kole $R = 0 [-]$. To znamená, že veškerá expanze a přeměna tepelné, respektive tlakové energie proběhne v rozváděcích lopatkách, vzniklá kinetická energie v oběžných lopatkách vytváří kroučící moment na hřídeli turbíny a tím se generuje výkon. Tlak před a za oběžným kolem zůstává neměnný. Rovnotlaký stupeň má ovšem oproti reakčnímu stupni větší energetické ztráty a to kvůli velké výstupní rychlosti ze satoru. Tomu se předchází malou reakcí $R_p = 0,03$ až $0,06$ i na oběžném kole. [4]

Stupeň reakce: $R = \frac{h_{rotor}}{h_{stupeň}} [-]$



Obrázek 8 Rovnotlaký stupeň s průběhem rychlosti a tlaku

Parametry stanovené v tepelném výpočtu vstupují do návrhu průtočné části jako okrajové podmínky.

3.1 Veličiny vstupující do výpočtu

Zadávané veličiny:

$M = 100,79$ [kg/s]	hmotnostní průtok polovinou NT dílu
$p_1 = p_{4in} = 0,396$ [MPa]	tlak páry na vstupu do NT dílu
$t_1 = t_{4in} = 308,362$ [°C]	teplota páry na vstupu do NT dílu
$n = 3600$ [1/min]	otáčky soustrojí
Akční stupně	volba akčního – rovnotlakého lopatkování
Totální ostřík	volba úplného ostříku všech lopatek

Volené veličiny:

α_1 [°]	výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru, $\alpha_1 = 13 \div 18$ [°]
$\varphi = 0,98$ [-]	rychlostní ztrátový součinitel rozváděcích lopatek
$\varepsilon_r = 0,95$ [-]	kontrakční součinitel
$(u/c_{1 iz})_p$ [-]	optimální rychlostní poměr na patě rozváděcí lopatky
D_p [mm]	patní průměr lopatky
D_s [mm]	střední průměr lopatky

Tyto parametry byly voleny na základě doporučení od DŠP, vedoucího DP a literatury [2].

3.2 Vzorce

- Přepočtení patního rychlostního poměru na rychlostní poměr na středním průměru:

$$\left(\frac{u}{c_{1 iz}}\right)_s = \left(\frac{u}{c_{1 iz}}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} [-]$$

- Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_{střední} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} [m/s]$$

- Absolutní rychlost páry po izoentropické expanzi na rozváděcí lopatce:

$$c_{stator iz} = \frac{u_{střední}}{u/c_{1 iz střední}} [m/s]$$

- Absolutní rychlost páry po reálné expanzi na rozváděcí lopatce:

$$c_{stator} = \varphi \cdot c_{stator iz} [m/s]$$

- Izoentropický spád stupně:

$$h_{iz} = \frac{c_{stator iz}^2}{2000} [kJ/kg]$$

- Totální délka lopatky:

$$l_t = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_{stator} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r} [mm]$$

v_1 [m³/kg] objem páry na vstupu do stupně

- Optimální délka lopatky:

$$l_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{u}{c}\right)_s \cdot D_s \cdot l_t}{1,26 \cdot n_{ostř} + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c}\right)_s^2}} [mm]$$

$n_{ostř} = 0$ [-] lopatkové skupiny regulačního stupně – NT díl nemá regulační stupeň

- Parciálnost:

$$\epsilon = \frac{l_t}{l_{opt}} [-]$$

- Redukovaná délka lopatky:

$$l_{RED} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c}\right) \cdot \frac{u}{c}}{\left(1 - \frac{u}{c}\right) \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{1}{l_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{ostř}}{D_s \cdot \epsilon} \cdot \frac{u}{c} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c}\right)^3} [mm]$$

- Podmínka parciálnosti:

$l_{RED} > l_t \rightarrow$ volíme parciální ostřík, skutečná délka lopatky $l_p = l_{opt}$

$l_{RED} < l_t \rightarrow$ volíme totální ostřík, skutečná délka lopatky $l_p = l_t$

Výpočet l_{RED} je bezpředmětný, neboť volíme totální ostřík $\rightarrow l_p = l_t$.

- Skutečná délka lopatky – dle podmínky parciálnosti:

$$l_p [mm]$$

- Patní průměr:

$$D_p = D_s - l_p [mm]$$

- Špičkový průměr:

$$D_s = D_s + l_p [mm]$$

- Poměr l/D_s :

$$\frac{l_p}{D_s} < 0,1 [-] \rightarrow \text{válcové lopatky}$$

$$\frac{l_p}{D_s} > 0,1 [-] \rightarrow \text{zborcené lopatky}$$

- Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c}\right) \cdot \frac{u}{c} [-]$$

- Ztráta konečnou délkou lopatky – okrajová ztráta a ztráta netěsností v bandáži:

$$z_l = \frac{0,0029}{l_p} \cdot \eta_\infty [-]$$

- Ztráta parciálním ostřikem:

$$z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c} \cdot n_{ostř} [-]$$

- Ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$z_v = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \cdot \left(\frac{u}{c} \right)^3 [-]$$

- Ztráta rozvějířením:

$$z_{roz} = 0,4 \cdot \left(\frac{l_p}{D_s} \right)^2 [-]$$

- Ztráta třením disku:

$$z_T = 0,59 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c} \right)^3 \cdot \frac{1}{1000 \cdot l_t \cdot \sin \alpha_1} [-]$$

- Ztráta vlhkostí:

$$z_x = 1 - x [-]$$

- Termodynamická účinnosti stupně:

$$\eta_{TDi} = \eta_\infty - \sum z_i [-]$$

- Užitečný spád:

$$h_{už} = h_{iz} \cdot \eta_{TDi} [kJ/kg]$$

- Entalpie na výstupu ze stupně:

$$i_2 = i_1 - h_{už} [kJ/kg]$$

i_1 [kJ/kg] entalpie na vstupu do stupně

- Výkon stupně:

$$P_{ST} = M \cdot h_{už} [kW]$$

3.3 Souhrn parametrů

Průtočná část obsahuje osm stupňů. Na každé straně NT dílu jsou čtyři shodné, ale opačně orientované, stupně. Bude tedy navržena pouze jedna část. Rotor je diskový. Průměry disků odpovídají patním průměrům lopatek D_p [mm] a jsou dány výpočtem.

Dle doporučení od DŠP byl volen patní průměr poslední lopatky 1550 mm a patní poměr $(u/c_{iz})_p$ 0,5 [-]. Pro předposlední lopatku byl doporučen patní poměr $(u/c_{iz})_p$ 0,45 [-]. Dle těchto hodnot byly odhadnuty střední průměry lopatek na všech stupních a dopočítán poměr $(u/c_{iz})_s$ [-] na středním průměru. Programem Turbina-Delphi byly provedeny iterace změnami poměru $(u/c_{1iz})_s$ [-] a středního průměru lopatek D_s [mm] dokud nebylo dosaženo požadovaných patních průměrů lopatek a

uspokojivých hodnot vnitřních termodynamických účinností stupňů. Následně byly na středním průměru lopatkování spočítány parametry páry před a za každým stupněm včetně jednotlivých ztrát. Program pracuje s nulovým stupněm reakce, parametry páry s uvažováním malé reakce na rotoru jsou uvedeny v kapitole 3.6.

Stupeň	1	2	3	4
M [kg/s]	100,79	100,79	100,79	100,79
i₁ [kJ/kg]	3084,645	2987,886	2838,166	2690,398
s₁ [kJ/kg K]	7,6024	7,6249	7,6552	7,7143
t₁ [°C]	308,3623	258,8465	180,8888	102,4522
p₁ [MPa]	0,396	0,258	0,1247	0,0507
x₁ [-]	-	-	-	-
D_s [m]	1,445	1,595	1,895	2,315
D_p [m]	1,224	1,306	1,414	1,55
H_{iz} [kJ/kg]	108,7633	163,4754	169,9397	186,5483
u_s [m/s]	272,3761	300,6504	357,1991	436,3672
c_{1iz} [m/s]	466,3974	571,7962	582,9918	610,8164
u/c_s [-]	0,584	0,5258	0,6127	0,7144
v [m³/kg]	0,9397	1,6642	3,3538	9,5889
α₁ [°]	13,4	13,4	13,4	18
L_t [mm]	221	289	481	765
L_{red} [mm]	-	-	-	-
OSTŘÍK	T	T	T	T
ε [-]	1	1	1	1
n₁	1	1	1	1
L_{opt} [mm]	124,0494	166,853	172,2401	163,8828
L_p [mm]	221	289	481	765
L_p/D_s [-]	0,1529	0,1812	0,2538	0,3305
Typ lopatky	Zborcená	Zborcená	Zborcená	Zborcená
η_∞ [%]	90,8611	93,2511	88,7497	76,3082
Z_d [%]	0	0	0	0
Z_l [%]	1,1923	0,9357	0,5351	0,2893
Z_p [%]	0	0	0	0
Z_v [%]	0	0	0	0
Z_t [%]	0,3316	0,2042	0,2307	0,2107
Z_r [%]	0,3743	0,5253	1,0308	1,7472
Z_x [%]	0	0	0	0
η_{TDi} [%]	88,963	91,5858	86,9531	74,0611
H_{už} [kJ/kg]	96,759	149,7202	147,7679	138,1597
P [kW]	9752,341	15090,3	14893,52	13925,12
i_{2iz} [kJ/kg]	2975,882	2824,411	2668,226	2503,85
i₂ [kJ/kg]	2987,886	2838,166	2690,398	2552,239
s₂ [kJ/kg K]	7,6249	7,6552	7,7143	7,8621
t₂ [°C]	258,8465	180,8888	102,4522	54,1827
p₂ [MPa]	0,258	0,1247	0,0507	0,0152
x₂ [-]	-	-	-	0,9801

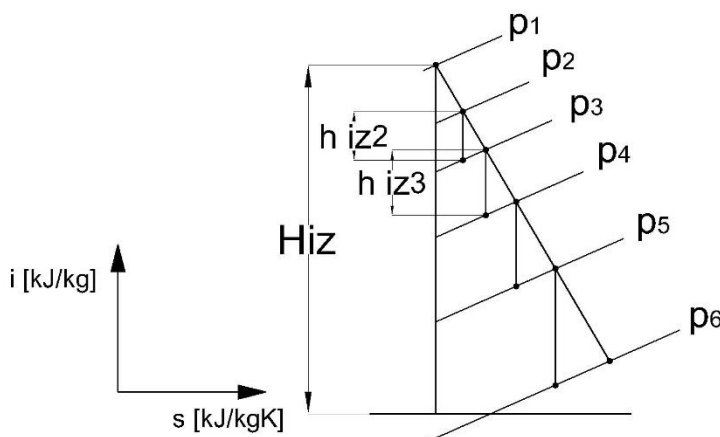
$u/c [-]$ patní	0,495	0,431	0,457	0,478
u patní [m/s]	230,719	246,175	266,533	292,168
c iz patní [m/s]	466,397	571,796	582,992	610,816
c_2 [m/s]	457,07	560,36	571,332	598,6
v_1 [m ³ /kg]	0,6717	0,9443	1,671	3,4096
v_2 [m ³ /kg]	0,9443	1,671	3,4096	9,7022

Tabulka 1 Parametry průtočné části NT dílu

Výkon celého NT dílu:	$P_{NT} = 107,322 \text{ MW}$
Užitečný entalpický spád:	$H_{už} = 532,41 \text{ kJ/kg}$
Suma entalpických spádů stupňů:	$\sum h_{iz} = 628,73 \text{ kJ/kg}$
Izoentropický entalpický spád:	$H_{iz} = 617,4 \text{ kJ/kg}$
Celková účinnost stupňů:	$\eta_{TDi} = 86,23 \%$
Reheat faktor:	$r = 0,0183$

Reheat faktor neboli součinitel využití ztrát zohledňuje využití entalpie po reálné expanzi na každém stupni. Tepelné ztráty reálné expanze se totiž využijí v dalším stupni. Teprve za posledním stupněm se jedná o ztrátu. [2]

$$\sum h_{iz} = H_{iz} \cdot (1 + r) \text{ [kJ/kg]}$$



Obrázek 9 Entalpický spád stupňů ve více stupňové turbíně

Jak je patrné z poměru $l_p/D_s [-]$ všechny lopatky jsou zborcené. Takovýto typ lopatky zohledňuje změnu obvodové rychlosti po výšce lopatky tím, že mění úhel nastavení profilu v lopatkové mříži. Návrh takových lopatek je poměrně složitý. Rychlostní trojúhelníky, stupeň reakce a zpracovaný entalpický spád je nutné počítat na několika průměrech podél lopatky. Také jejich výroba je obtížná. Proto často firmy mají své „modulové“ lopatky posledních stupňů, které jsou předdefinovány a vyráběny sériově. Tyto lopatky také bývají dosti dlouhé a mají velké vibrace. Ty se

mírní tlumícími a výstužnými prvky v horní části lopatky. Jedná se o integrované dráty v lopatkách, které se při rotaci spojí a tím lopatky zpevní. Změní se vlastní frekvence lopatek a namáhání na ohyb od proudící páry. Poslední lopatky také pracují často v oblasti mokré páry, kde jsou ostřelovány kapičkami vody. Proto mají návarky a ochrany chránící před erozí. Profil zborcených lopatek je také proměnný, u paty se nejvíce blíží profilu rovnotlaké lopatky. Jelikož je jejich celkový návrh složitý, budou parametry těchto lopatek určeny právě na patě lopatek. [3], [7]



Obrázek 10 Zborcená lopatka [7]

3.4 Lopatkový plán NT dílu

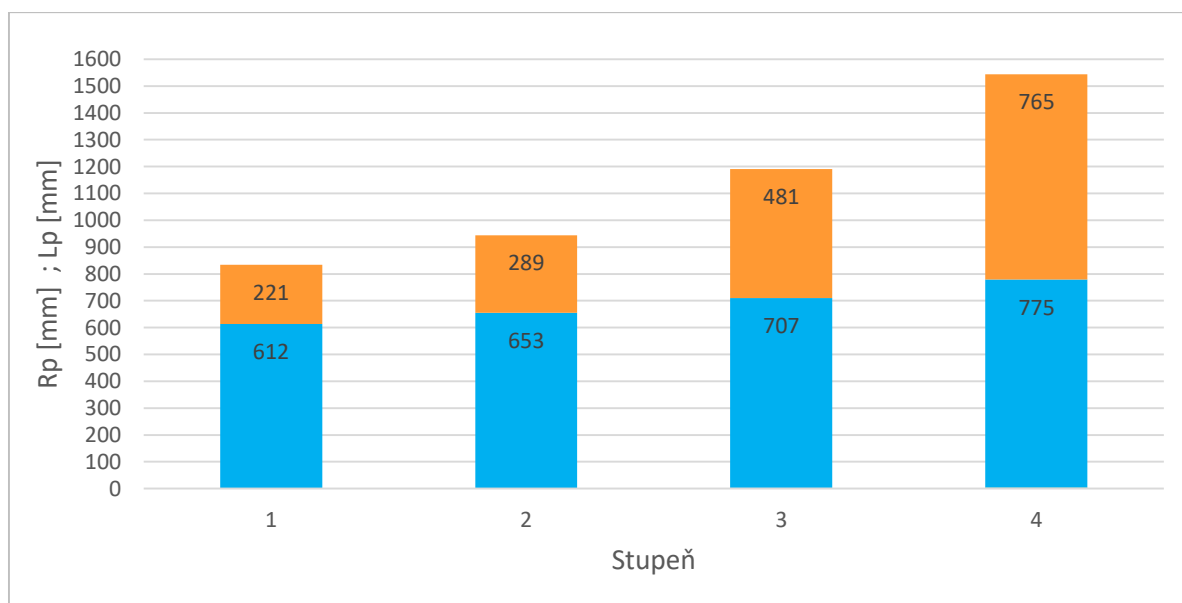
Následující graf zobrazuje patní poloměry a délky rozváděcích lopatek, které poskytly výpočet průtočné části. Na základě těchto rozměrů byl vytvořen výkres řezu průtočné části NT dílu, který je v externích přílohách. Poslední navržený stupeň byl po konzultaci s DŠP vyměněn za modulový stupeň, který má již dané specifické rozměry pro danou frekvenci otáčení 60 Hz.

Rozměry modulové lopatky:

Patní průměr: $D_p = 1550 \text{ mm}$

Délka lopatky: $L_p = 1000 \text{ mm}$

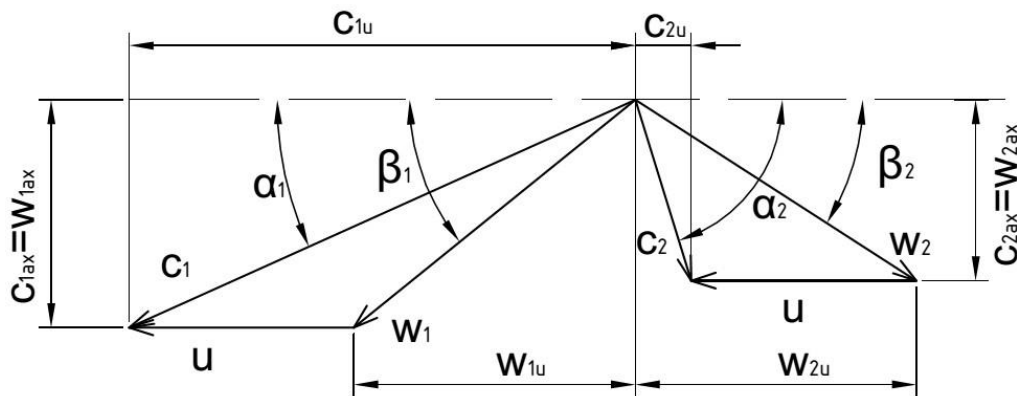
Bližší specifikace nebyly poskytnuty.



Obrázek 11 Lopatkový plán poloviny NT dílu

3.5 Rychlostní trojúhelníky

Páru proudící skrze lopatkové kanály rozváděcích (statorových) a oběžných (rotorových) mříží charakterizují právě rychlostní trojúhelníky. Popisují, jak se tlaková energie přeměňuje na kinetickou. Rychlostní trojúhelníky se stanovují pro každý stupeň. Skládají se z obvodové rychlosti u [m/s], která je dána rychlostí otáčení rotoru vůči statoru, z absolutní rychlosti páry c [m/s], která vyjadřuje rychlost páry vůči statoru, a z relativní rychlosti w [m/s], což je rychlost páry vůči rotoru. Rychlosti vystupující z rozváděcí řady lopatek jsou označeny indexem 1 a rychlosti vystupující z oběžné řady lopatek indexem 2. Pára vstupuje do první rozváděcí řady rychlostí $c_0 =$ přibližně 50 [m/s]. V první řadě je pára urychlena právě na rychlost c_1 [m/s]. Oproti této rychlosti je rychlost c_0 [m/s] zanedbatelná, proto ji ve výpočtech nemusíme uvažovat. Každá rychlost má axiální a obvodovou složku a jsou popsány úhly absolutní rychlosti – úhly α [°] a úhly relativní rychlosti – úhly β [°]. Při návrhu lopatkování požadujeme, aby úhel výstupní absolutní rychlosti z oběžné lopatky α_2 [°] byl $90^\circ \pm 20^\circ$ a tím výstupní obvodová složka co nejmenší. Čím je totiž rychlost c_2 [m/s] menší, tím je menší i ztráta výstupní rychlostí. [2] [1]



Obrázek 12 Rychlostní trojúhelníky

Jelikož jsou všechny lopatky zborcené, výpočet je proveden na patě lopatek. Postup je dle literatury [1], [4].

3.5.1 Volené veličiny

Stupeň reakce:

$$R_p = 0,03 \div 0,06 [-]$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z OL:

$$\beta_2 = 22 \div 28 [^\circ]$$

3.5.2 Vzorce

- Absolutní rychlost páry na výstupu z rozváděcí lopatky:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_p) \cdot h_{iz}} [m/s]$$

- Axiální složka:

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m/s]$$

- Obvodová složka:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m/s]$$

- Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatky:

$$w_{1ax} = c_{1ax} [m/s]$$

- Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatky:

$$w_{1u} = c_{1u} - u_{patni} [m/s]$$

- Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatky:

$$w_1 = \sqrt{w_{1ax}^2 + w_{1u}^2} [m/s]$$

- Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí lopatky:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) [^\circ]$$

- Ztrátový rychlostní součinitel oběžných lopatek:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 [-]$$

- Relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatky:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_p \cdot h_{iz}} [m/s]$$

- Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky:

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 [m/s]$$

- Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 [m/s]$$

- Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky:

$$c_{2u} = w_{2u} - u_{patni} [m/s]$$

- Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky:

$$c_{2ax} = w_{2ax} [m/s]$$

- Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatky:

$$c_2 = \sqrt{c_{2ax}^2 + c_{2u}^2} [m/s]$$

- Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) [^\circ]$$

- Úhel absolutní rychlosti na vstupu do dalšího stupně:

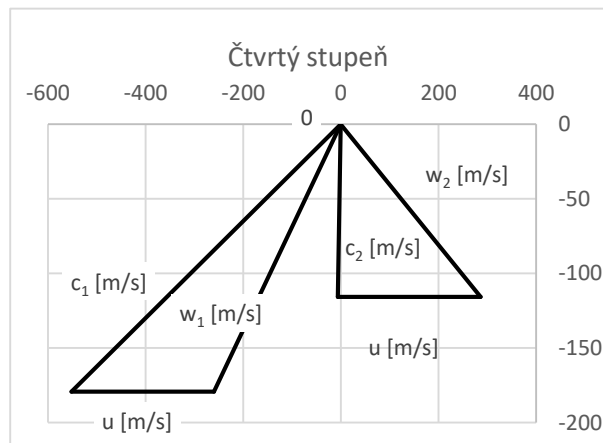
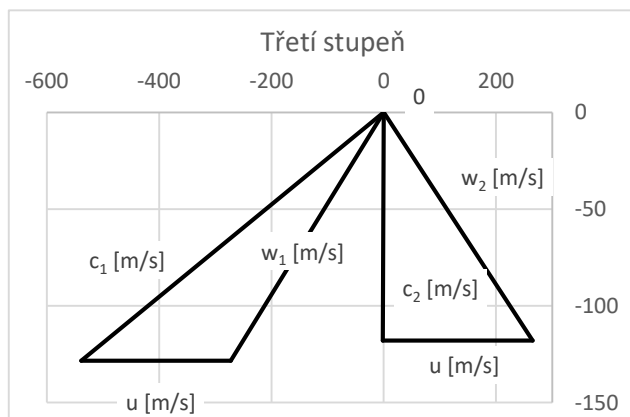
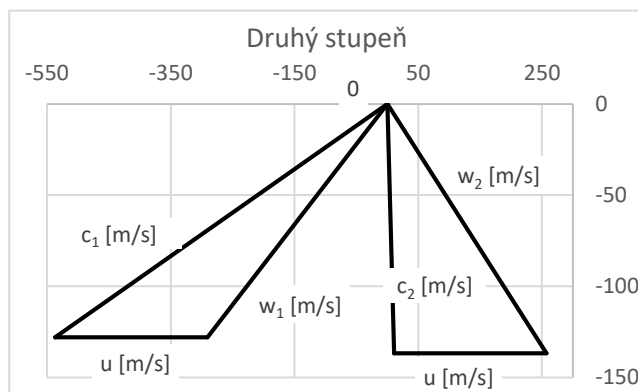
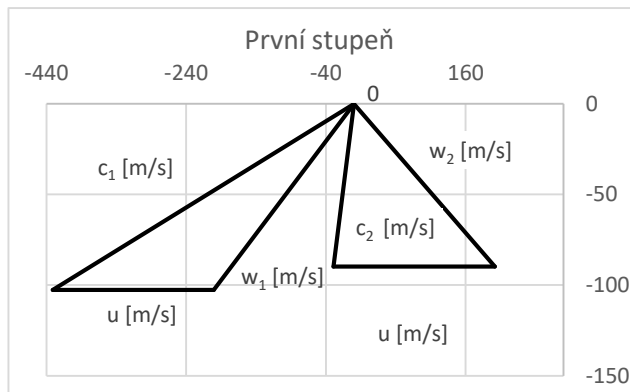
$$\alpha_0 = \alpha_2 [^\circ]$$

3.5.3 Výsledky

Stupeň	1	2	3	4
R_p [-]	0,06	0,03	0,06	0,06
β_2 [°]	24	28	24	22
c_1 [m/s]	443,15	551,89	553,93	580,36
c_{1ax} [m/s]	102,70	127,90	128,37	179,34
c_{1u} [m/s]	431,08	536,87	538,85	551,96
w_{1ax} [m/s]	102,70	127,90	128,37	179,34
w_{1u} [m/s]	200,36	290,69	272,31	259,79
w_1 [m/s]	225,15	317,58	301,05	315,68
β_1 [°]	27,14	23,75	25,24	34,62
Ψ [-]	0,87	0,88	0,87	0,88
w_2 [m/s]	220,73	291,21	290,11	308,88
w_{2ax} [m/s]	89,78	136,72	118,00	115,71
w_{2u} [m/s]	201,64	257,13	265,03	286,39
c_{2u} [m/s]	-29,07	10,95	-1,50	-5,78
c_{2ax} [m/s]	89,78	136,72	118,00	115,71
c_2 [m/s]	94,37	137,16	118,01	115,85
α_2 [°]	107,94	85,42	90,73	92,86
α_0 [°]	107,94	85,42	90,73	92,86

Tabulka 2 Rychlosti páry ve stupních a jejich složky

3.5.4 Grafické zobrazení rychlostních trojúhelníků



3.6 Parametry páry za rozváděcími a oběžnými lopatkami NT dílu – profilové ztráty stupně

3.6.1 Vzorce

- Rozdělení entalpického spády ve stupni:

→ na rozváděcí lopatky: $h_{iz\ stator} = (1 - R_p) h_{iz\ stupně} [kJ/kg]$

→ na oběžné lopatky: $h_{iz\ rotor} = R_p \cdot h_{iz\ stupně} [kJ/kg]$

Rozváděcí lopatky:

- Ztráta v rozváděcích lopatkách:

$$z_{stator} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{stator} [kJ/kg]$$

- Entalpie po izoentropické expanzi na statoru:

$$i_{iz\ stator} = i_1 - h_{iz\ stator} [kJ/kg]$$

- Entalpie po reálné expanzi na statoru:

$$i_{stator} = i_{iz\ stator} + z_{stator} [kJ/kg]$$

- Tlak za statorem po expanzi:

$$p_{stator} = f(i_{iz\ stator}; s_1) [MPa]$$

- Teplota, objem a entropie za statorem:

$$t_{stator} = f(p_{stator}; i_{stator}) [^{\circ}C]$$

$$v_{stator} = f(p_{stator}; i_{stator}) \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$s_{stator} = f(p_{stator}; i_{stator}) \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Oběžné lopatky:

- Ztráta v oběžných lopatkách:

$$z_{rotor} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_1^2}{2000} [kJ/kg]$$

- Entalpie po izoentropické expanzi na rotoru:

$$i_{iz\ rotor} = i_{stator} - h_{iz\ rotor} [kJ/kg]$$

- Entalpie po reálné expanzi na rotoru:

$$i_{rotor} = i_{iz\ rotor} + z_{rotor} [kJ/kg]$$

- Entropie páry na vstupu do rotoru:

$$s_{1\ rotor} = s_{stator} [kJ/kg \cdot K]$$

- Tlak za rotorem po expanzi:

$$p_{rotor} = f(i_{iz rotor}; s_{1 rotor}) [MPa]$$

- Teplota, objem a entropie za rotorem:

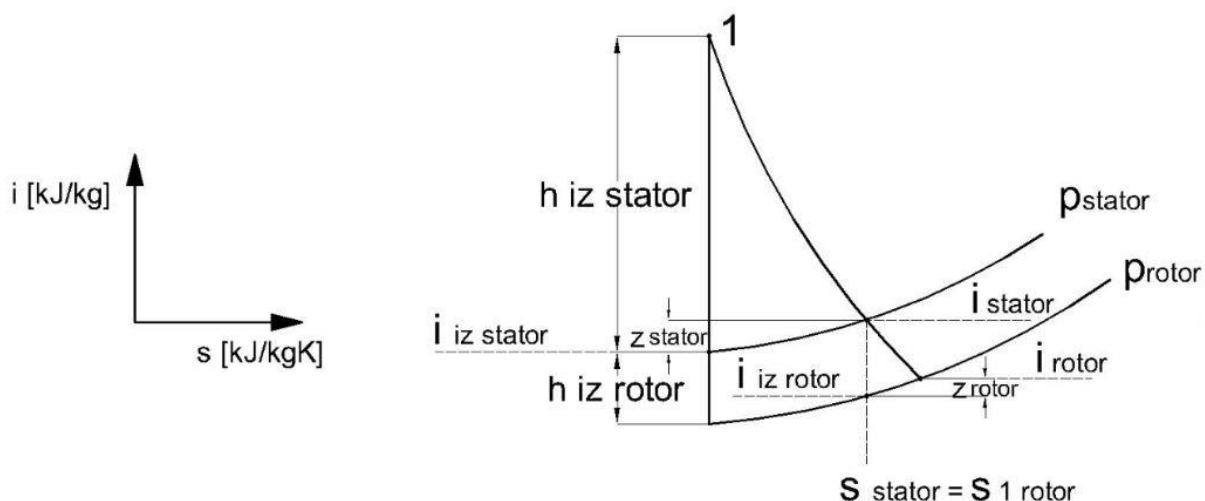
$$t_{rotor} = f(p_{rotor}; i_{rotor}) [^{\circ}C]$$

$$v_{rotor} = f(p_{rotor}; i_{rotor}) \left[\frac{m^3}{kg} \right]$$

$$s_{rotor} = f(p_{rotor}; i_{rotor}) \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

Veličiny označené indexem 1 jsou veličiny na vstupu do rozváděcí, respektive oběžné lopatky. U vstupu do rozváděcích lopatek se jedná o hodnoty na vstupu do stupně určené v návrhu průtočné části, viz kapitola 3.3.

Následující obrázek znázorňuje rozdělení entalpického spádu ve stupni v i-s diagramu.



Obrázek 13 Expanze páry ve stupni

3.6.2 Výsledky

Stupeň	1	2	3	4
$h_{iz stator} [kJ/kg]$	102,238	158,571	159,743	175,355
$h_{iz rotor} [kJ/kg]$	6,526	4,904	10,196	11,193
$z_{stator} [kJ/kg]$	4,049	6,279	6,326	6,944
$i_{iz stator} [kJ/kg]$	2982,408	2829,315	2678,423	2515,043
$i_{stator} [kJ/kg]$	2986,456	2835,594	2684,749	2521,987
$p_{stator} [MPa]$	0,265	0,127	0,053	0,016
$t_{stator} [^{\circ}C]$	258,571	180,569	101,398	55,773
$v_{stator} [m^3/kg]$	0,918	1,632	3,218	8,929
$s_{stator} [kJ/kgK]$	7,610	7,639	7,672	7,735
$z_{rotor} [kJ/kg]$	5,974	11,785	10,964	10,874
$i_{iz rotor} [kJ/kg]$	2979,931	2830,690	2674,552	2510,794
$i_{rotor} [kJ/kg]$	2985,904	2842,475	2685,516	2521,668
$s_{1 rotor} [kJ/kgK]$	7,610	7,639	7,672	7,735
$p_{rotor} [MPa]$	0,258	0,124	0,050	0,015

t_{rotor} [°C]	258,188	183,949	101,589	54,167
v_{rotor} [m³/kg]	0,943	1,684	3,419	9,609
s_{rotor} [kJ/kgK]	7,621	7,665	7,702	7,769
x_{rotor} [-]	1	1	1	0,968

Tabulka 3 Parametry páry za statorem a rotorem stupně

3.7 Volba profilů lopatek

Profily lopatek byly voleny podle literatury [1]. Jejich souhrn je uveden v Příloze 1. Vhodný tvar lopatek určují u rozváděcích lopatek vstupní a výstupní úhel absolutní rychlosti α [°] a u oběžných lopatek vstupní a výstupní úhly relativní rychlosti β [°]. Dalším důležitým faktorem pro výběr profilu je Machovo číslo. Machovo číslo nám říká, nastane-li v lopatkové mříži kritické proudění a jaký typ proudění se v kanále vyskytuje. Tyto jevy jsou dány vlivem stlačitelnosti tekutiny a aerodynamickým odporem lopatek. Určení typu proudění je pro volbu profilu velmi důležité. Při nesprávné volbě by mohlo v lopatkovém kanálu docházet ke zpomalování proudu nebo k odtržení proudu od profilu a zvětšení energetické ztráty. [3]

Na základě Machova čísla rozlišujeme čtyři základní typy proudění:

$Ma < 0,7$ až $0,9$	podzvukové	typ A
$0,9 < Ma < 1,15$	transsonické	typ B
$1,1 < Ma < 1,3$	nadzvukové	typ C
$Ma > 1,3$ až $1,5$	velmi nadzvukové	typ D

3.7.1 Vzorce

- Machovo číslo pro rozváděcí lopatky:

$$Ma = \frac{c_1}{a} [-]$$

- Machovo číslo pro oběžné lopatky:

$$Ma = \frac{w_2}{a} [-]$$

- Rychlost zvuku v přehřáté páře:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} [m/s]$$

κ [-] izoentropický exponent pro dané médium [6]

$$a = f(p; t) [m/s]$$

Rychlost zvuku byla určena pomocí doplňku programu Excel IAPWS IF97 → tabulky vody a vodní páry.

p [MPa] tlak páry za statorem, respektive za rotorem
t [°C] teplota páry za statorem, respektive za rotorem

- Rychlost zvuku v mokré páře – pro poslední stupeň NT dílu:

$$a = a_0 + x \cdot (a_1 - a_0) [m/s]$$

rychlost zvuku v syté kapalině $a_0 = f(p; x = 0) [m/s]$

rychlost zvuku v syté páře $a_1 = f(p; x = 1) [m/s]$

sytost $x [-]$

Jelikož jsou všechny lopatky zborcené, volené profily odpovídají tvaru lopatky na patě. S rostoucí délkou lopatky se její profil a stupeň reakce mění.

Zvolený profil u oběžné lopatky druhého stupně R-30-21A nevyhovuje úhlům relativní rychlosti proudu $\beta_1 [^\circ]$ a $\beta_2 [^\circ]$. Je to však nejbližší možný profil dle dostupného katalogu lopatkových profilů. V praxi by byl zvolen vhodnější profil dle standardů firmy.

3.7.2 Výsledky

Rozváděcí lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
Ma [-]	0,787	1,057	1,164	1,199
$\alpha_0 [^\circ]$	107,94	85,42	90,73	92,86
$\alpha_1 [^\circ]$	13,40	13,40	13,40	18,00
a [m/s]	563,22	522,17	475,72	483,91
Typ proudění	podzvukové	transsonické	nadzvukové	
Typ lopatky	zborcená	zborcená	zborcená	zborcená
$c_1 [m/s]$	443,15	551,89	553,93	580,36
Profil	S-90-12A	S-90-12B	S-90-12B	MODUL n=60 Hz

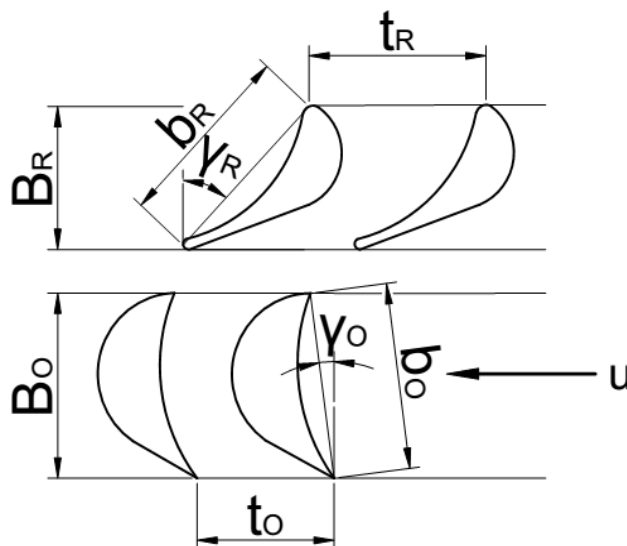
Tabulka 4 Proudění a profily rozváděcích lopatek

Oběžné lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
Ma [-]	0,392	0,556	0,609	0,641
$\beta_1 [^\circ]$	27,14	23,75	25,24	34,62
$\beta_2 [^\circ]$	24,00	28,00	24,00	22,00
a [m/s]	563,09	524,18	476,00	481,66
Typ proudění	podzvukové			
Typ lopatky	zborcená	zborcená	zborcená	zborcená
$w_2 [m/s]$	220,73	291,21	290,11	308,88
Profil	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	MODUL n=60 Hz

Tabulka 5 Proudění a profily oběžných lopatek

3.7.3 Specifikace profilů

Dle literatury [1] a přílohy 1 jsou v následujících tabulkách uvedeny charakteristiky zvolených profilů. Dále jsou dopočítány další doplňkové veličiny. Tyto rozměry a údaje jsou platné pro šířku profilu $B_0 = 2,5$ cm. S ohledem na délky lopatek a pevnost však tato šířka nemůže být v reálu platná a je podstatné přepočítat specifikace profilů dle skutečných šířek profilů lopatek. Přepočet je zahrnut v kapitole 4 Pevnostní výpočty.



Obrázek 14 Rozměry profilů

Specifikace:

- Optimální přibližná rozteč lopatek: $t_{opt} [-]$
- Machovo číslo: $Ma [-]$
- Délka tělvy: $b [cm]$
- Plocha profilu na patním průměru: $S_0 [cm^2]$
- Minimální kvadratický moment na patním průměru: $J_0 [cm^4]$
- Minimální ohybový průřez: $W_0 [cm^3]$
- Šířka profilu: $B [cm]$

Doplňkové veličiny:

- Úhel nastavení profilu v lopátkové mříži:

$$\gamma = \arccos \left(\frac{B}{b} \right) [^\circ]$$

- Přibližná rozteč lopatek:

$$t = t_{opt} \cdot b [cm]$$

- Počet lopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{t} [-]$$

- Zaokrouhlený počet lopatek: $z_{zaokrh} [-]$
- Skutečná rozteč lopatek:

$$t_{skut} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot 100}{z_{zaokrh}} [-]$$

Pro rozváděcí lopatky je užit index „R“, pro oběžné lopatky je užit index „O“. Počet rozváděcích lopatek je zaokrouhlen na celá lichá čísla nahoru a počet oběžných lopatek je zaokrouhlen na celá sudá čísla nahoru.

Rozváděcí lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
Profil	S-90-12A	S-90-12B		MODUL
$t_{opt} [-]$	0,8	0,8		-
$Ma [-]$	0,787	1,057	1,164	-
$b_R [cm]$	6,25	5,66		-
$S_0 [cm^2]$	4,09	3,31		-
$J_{0 min} [cm^4]$	0,591	0,388		-
$W_{0 min} [cm^3]$	0,575	0,42		-
$B_R [cm]$	2,5	2,5		-
$\gamma_R [^\circ]$	66,422	63,788	63,788	-
$t_R [cm]$	5	4,528	4,528	-
$z_R [-]$	90,792	110,663	131,478	-
$z_{R zaokrh} [-]$	91	111	133	-
$t_{R skut} [cm]$	4,989	4,514	4,476	-

Tabulka 6 Charakteristiky profilů rozváděcích lopatek

Oběžné lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
Profil	R-30-21A			MODUL
$t_{opt} [-]$	0,65			-
$Ma [-]$	0,392	0,556	0,609	-
$b_o [cm]$	2,56			-
$S_0 [cm^2]$	1,85			-
$J_{0 min} [cm^4]$	0,205			-
$W_{0 min} [cm^3]$	0,234			-
$B_o [cm]$	2,5			-
$\gamma_o [^\circ]$	12,429	12,429	12,429	-
$t_o [cm]$	1,664	1,664	1,664	-
$z_o [-]$	272,813	301,132	357,772	-
$z_{O zaokrh} [-]$	274	302	358	-
$t_{O skut} [cm]$	1,657	1,659	1,663	-

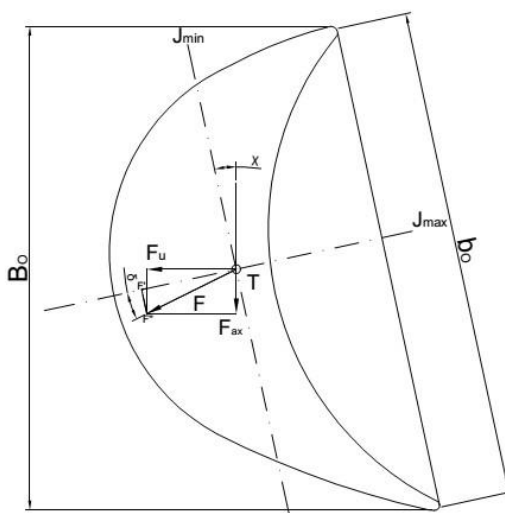
Tabulka 7 Charakteristiky profilů oběžných lopatek

4 Pevnostní výpočty NT dílu

Při návrhu turbíny je nutno ověřit její části, především lopatky a závěsy, na pevnostní namáhání. Jedná se o odolnost vůči značným odstředivým silám při rotaci turbíny a o ohybové namáhání od obvodových sil proudu páry. Závěsy jsou rozvidlené s pojistnými kolíky, které se také kontrolují. Poslední modulová lopatka má stromečkový závěs. Na namáhání má vliv také bandáž oběžných lopatek snižující termodynamické ztráty vzniklé obtékáním páry přes horní okraj lopatky. Mění rezonanci a vlastní frekvenci lopatek. V případě posledních dlouhých lopatek se pak můžou bandáže vynechat. Jsou-li výsledky nevyhovující, je nutné přepočítat celou průtočnou část. Pevnostní výpočty byly zpracovány dle literatury [1] a [3] a dle doporučení DŠP.

4.1 Ohybové namáhání oběžných lopatek

Jak již bylo zmíněno, je nutno přepočítat profily lopatek na skutečné šířky lopatek B'_0 [cm]. Tato šířka pro oběžné lopatky byla odhadnuta dle přílohy 2 pomocí součinitele odlehčení zkroucených lopatek k [-]. Nové specifické rozměry profilů jsou označeny apostrofem.



Obrázek 15 Síly působící na profil lopatky

4.1.1 Vzorce

Přepočet specifikace profilů:

- Nová délka tětiny:

$$b'_0 = b_0 \cdot \frac{B'_0}{B_0} \text{ [cm]}$$

- Nová plocha profilu na patním průměru:

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{B'_0}{B_0}\right)^2 \text{ [cm}^2\text{]}$$

- Nový minimální kvadratický moment na patě:

$$J'_{0 \min} = J_{0 \min} \cdot \left(\frac{B'_0}{B_0}\right)^4 \text{ [cm}^4\text{]}$$

- Nový minimální ohybový průřezový modul:

$$W'_{0min} = W_{0min} \cdot \left(\frac{B'_o}{B_o}\right)^3 [cm^3]$$

Výpočet ohybového namáhání:

- Poloměr oběžné lopatky:

$$R_o = \frac{L_{OL}}{2} [m]$$

L_{OL} [m] délka oběžné lopatky – dle průtočné části a výkresu

- Krouticí moment na celý stupeň:

$$M_k^{ST} = \frac{P_{ST}}{2 \cdot \pi \cdot n} [Nm]$$

- Obvodová síla působící na celý stupeň:

$$F_u^{ST} = \frac{2 \cdot M_k^{ST}}{D_p} [N]$$

- Obvodová síla působící na lopatku:

$$F_u^{lop} = \frac{F_u^{ST}}{z'_{O \text{ zaokrh}}} [N]$$

- Ohybový moment působící na lopatku:

$$M_o^{lop} = F_u^{lop} \cdot R_o [Nm]$$

- Ohybové napětí působící na lopatku:

$$\sigma_o = \frac{M_o^{lop}}{W'_{0min}} [MPa]$$

- Dovolené ohybové napětí působící na lopatku:

$$\sigma_{o \text{ dov}} [MPa]$$

4.1.2 Výsledky

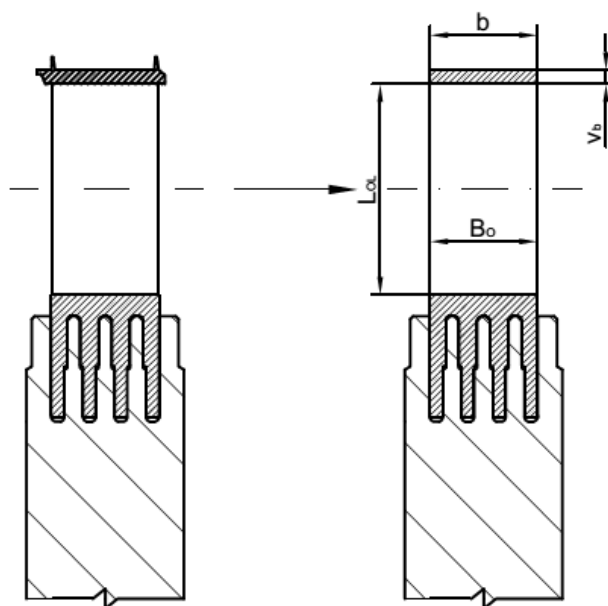
Oběžné lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
B'_o [cm]	5	7,5	9	-
b'_o [cm]	5,12	7,68	9,216	-
S'_o [cm ²]	7,4	16,65	23,976	-
$J'_{o \text{ min}}$ [cm ⁴]	3,280	16,605	34,432	-
$W'_{o \text{ min}}$ [cm ³]	1,872	6,318	10,918	-
t'_{opt} [-]	0,65	0,65	0,58	-
γ'_o [°]	12,429	12,429	12,429	-
t'_o [cm]	3,328	4,992	5,345	-
$z'_{O \text{ zaokrh}}$ [-]	138	102	112	-
$t'_{O \text{ skut}}$ [cm]	3,290	4,913	5,315	-

P_{ST} [kW]	9752,3413	15090,303	14893,52	-
R_o [m]	0,1115	0,1475	0,2425	-
M_{kST} [Nm]	25868,89	40028,271	39506,29	-
F_{uST} [N]	42269,43	61299,037	55878,78	-
F_{ulop} [N]	306,300	600,971	498,918	-
M_{olop} [Nm]	34,152	88,643	120,988	-
σ_o [MPa]	18,244	14,030	11,082	-
σ_{odov} [MPa]	20	20	20	-
$\sigma_o < \sigma_{odov}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 8 Ohybové namáhání oběžných lopatek NT dílu

4.2 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek

Tahové namáhání je způsobeno odstředivou silou. Proto je nutné znát hmotnost lopatky a bandáže. Výpočet je proveden pro zvýšené jmenovité otáčky o 10 %. Odolnost vůči odstředivé síle je dána materiálem. Ten však mění vlastnosti v závislosti na teplotě. Teplota materiálu oběžných lopatek je uvažována jako teplota páry za statorem určená v kapitole 3.6.1 ponížená o 50 °C vlivem prostupu tepla materiálem. Materiály a jejich dovolená napětí byly určeny dle přílohy 3 z literatury [1].



Obrázek 16 Rozměry bandáže

4.2.1 Vzorce

- Hmotnost oběžné lopatky:

$$m_{lop} = \rho \cdot S'_o \cdot L_{OL} [kg]$$

ρ [kg/m³]

hustota materiálu lopatky dle [1]

- Maximální otáčky při regulaci otáček:

$$n_{110\%} = 1,1 \cdot n [Hz]$$

- Úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{110\%} [m/s]$$

- Odstředivá síla od hmotnosti oběžné lopatky:

$$F_{od}^{lop} = m_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 [N]$$

- Šířka bandáže:

$$b = B'_o [cm]$$

- Výška bandáže:

$$v_b \cong \frac{b}{10} [cm]$$

- Špičkový průměr bandáže:

$$D_b = D_s + L_{OL} + v_b [m]$$

- Hmotnost bandáže:

$$m_b = \frac{\rho \cdot \pi \cdot D_b \cdot b \cdot v_b}{Z'_{OL \text{ zaokrh}}} [kg]$$

- Odstředivá síla od hmotnosti bandáže:

$$F_{od}^{bandáž} = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2 [N]$$

- Celková odstředivá síla:

$$F_{od}^{lop+b} = F_{od}^{lop} + F_{od}^{bandáž} [N]$$

- Tahové napětí působící na lopatku s bandáží:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od}^{lop+b}}{S'_0 \cdot k} [MPa]$$

k [-] součinitel odlehčení zkroucených lopatek

- Celkové napětí v oběžné lopatce:

$$\sigma_{celk} = 2 \cdot \sigma_{ohyb} + \sigma_{tah} [MPa]$$

- Povrchová teplota oběžné lopatky:

$$t_p^{OL} = t_{stator} - 50 [^{\circ}C]$$

- Celkové dovolené napětí:

$$\sigma_{celk \text{ dov}} = f(\text{materiál}, t_p^{OL}) [MPa]$$

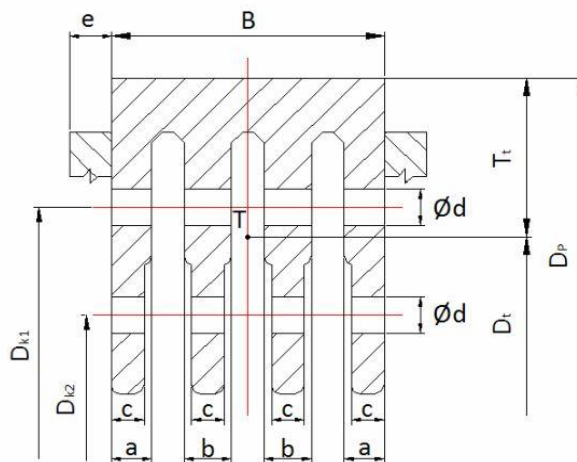
4.2.2 Výsledky

Oběžné lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
D_s [m]	1,445	1,595	1,895	-
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850	-
m_{lop} [kg]	1,295	3,856	9,128	-
$n_{110\%}$ [1/s]	66	66	66	-
ω [m/s]	414,69	414,69	414,69	-
$F_{od\ lop}$ [N]	160950,27	528791,19	1487356	-
b [cm]	5	7,5	9	-
v_b [cm]	0,5	0,75	0,9	-
D_b [m]	1,673	1,898	2,389	-
m_b [kg]	0,0747	0,2581	0,4261	-
$F_{od\ bandáž}$ [N]	10752,017	42103,972	87525,87	-
$F_{od\ (lop+b)}$ [N]	171702,283	570895,16	1574882	-
k [-]	1,86	2,12	2,8	-
Typ lopatky	zborcena	zborcena	zborcena	-
σ_{tah} [MPa]	124,747	161,736	234,592	-
$\sigma_{celkové}$ [MPa]	161,235	189,796	256,756	-
t_{stator} [°C]	258,571	180,569	101,398	-
t_{pol} [°C]	208,571	130,569	51,398	-
Materiál	PAK 2MV.7	PAK 1TD	PAK 1TD	-
$\sigma_{celk\ dov}$ [MPa]	201	245	260	-
$\sigma_{celk} < \sigma_{celk\ dov}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 9 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek

4.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Závěsy jsou nejvíce namáhané části turbín. Kontrolují se na tah, stříh a otláčení. Závěsy lopatek jsou v oběžných kolek zajištěny kolíky o průměru v rozsahu 6 až 20 mm. Rozměry závěsů byly navrženy právě s ohledem na pevnostní výpočty. Materiály a jejich dovolená napětí byly určeny dle přílohy 3 z literatury [1].



Obrázek 17 Rozměry rozvidleného závěsu

4.3.1 Vzorce

- Průměr v těžišti závěsu:

$$D_t = D_p - 2 \cdot T_t \text{ [m]}$$

T_t [mm] vzdálenost těžiště závěsu od paty lopatky, určeno v AutoCadu

- Těžištní rozteč – šířka nožky v bočním pohledu:

$$t_t = \frac{\pi \cdot D_t}{Z'_{OL \text{ zaokrh}}} \text{ [mm]}$$

- Objem děr kolíků:

$$V_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c) \text{ [mm}^3\text{]}$$

d [mm] průměr kolíků

n_a, n_b, n_c [ks] počet nožek závěsu o šířce a, b, c [mm]

- Hmotnost závěsu:

$$m_z = (S_z \cdot t_t - V_d) \cdot \rho \text{ [kg]}$$

S_z [cm²] plocha závěsu, určeno v AutoCadu

- Odstředivá síla působící na závěs:

$$F_{od}^z = m_z \cdot \frac{D_t}{2} \cdot \omega^2 \text{ [N]}$$

- Odstředivá síla působící na celou oběžnou lopatku:

$$F_{od}^{komplet} = (F_{od}^{bandáž} + F_{od}^{lop}) \cdot \frac{1}{k} + F_{od}^z \text{ [N]}$$

- Plocha namáhaná na tah:

$$S_{tah} = (t_t - d) \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c) \text{ [cm}^2\text{]}$$

- Plocha namáhaná na střih:

$$S_{střih} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ [cm}^2\text{]}$$

- Plocha namáhaná na otláčení:

$$S_{otl} = d \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c) \text{ [cm}^2\text{]}$$

- Tahové napětí působící na závěs:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od}^{komplet}}{S_{tah}} \text{ [MPa]}$$

- Dovolené tahové napětí:

$$\sigma_{tah \text{ dov}} = f(\text{materiál}, t \text{ [}^\circ\text{C]}) \text{ [MPa]}$$

- Střihové napětí:

$$\tau_{střih} = \frac{F_{od}^{komplet}}{S_{střih} \cdot n_{střih}} [MPa]$$

$n_{střih}$ [-] počet střížných ploch:

$$n_{střih} = 2 \cdot n_k \cdot (n_a + n_b) [-]$$

n_k [-] počet kolíků

- Dovolené střihové napětí:

$$\tau_{střih\ dov} = 0,6 \cdot \sigma_{tah\ dov} [MPa]$$

- Napětí z otláčení:

$$\sigma_{otl} = \frac{F_{od}^{komplet}}{S_{otl}} [MPa]$$

- Dovolené napětí z otláčení:

$$\sigma_{otl\ dov} = 1,5 \cdot \sigma_{tah\ dov} [MPa]$$

4.3.2 Výsledky

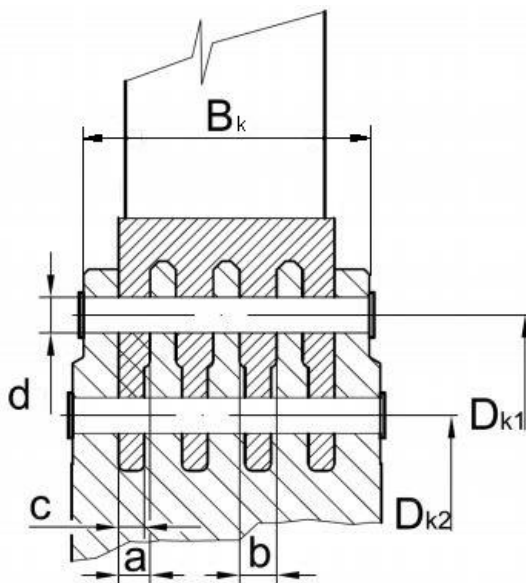
Oběžné lopatky - závěsy				
Stupeň	1	2	3	4
D_p [m]	1,224	1,306	1,414	-
B [mm]	50	75	90	-
T_t [mm]	20,455	36,03	35,63	-
S_z [cm ²]	15,45	40,14	58,86	-
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850	-
a [mm]	10,25	12,33	19,35	-
b [mm]	13,5	14,67	21,9	-
c [mm]	7	10	17,3	-
n_a [ks]	2	2	2	-
n_b [ks]	1	2	2	-
n_c [ks]	3	4	4	-
d [mm]	12,5	15,5	19,3	-
D_t [m]	1,183	1,234	1,343	-
t_t [mm]	26,93	38,01	37,66	-
V_d [mm ³]	6749,52	17737,04	44380,28	-
m_z [kg]	0,274	1,058	1,392	-
$F_{od\ závěs}$ [N]	27839,508	112285,332	160697,508	-
$F_{od\ komplet}$ [N]	120152,563	381575,502	723155,346	-
S_{tah} [cm ²]	7,938	21,155	27,858	-
$S_{střih}$ [cm ²]	1,227	1,887	2,926	-
$S_{otlačení}$ [cm ²]	6,875	14,570	29,278	-
t [°C]	208,57	130,57	51,40	-

Materiál	PAK 2MV.7	PAK 1TD	PAK 1TD	-
Namáhání na tah				
$\sigma_{\text{tah}} [\text{MPa}]$	151,358	180,372	259,588	-
$\sigma_{\text{tah dov}} [\text{MPa}]$	201	245	260	-
$\sigma_{\text{tah}} < \sigma_{\text{tah dov}}$	OK	OK	OK	-
Namáhání na střih - namáhání kolíků				
$n_{\text{střih}} [-]$	12	16	16	
$n_k [-]$	2	2	2	
$\tau_{\text{střih}} [\text{MPa}]$	81,591	126,388	154,492	-
$\tau_{\text{střih dov}} [\text{MPa}]$	120,6	147	156	-
$\tau_{\text{střih}} < \tau_{\text{střih dov}}$	OK	OK	OK	-
Namáhání na otláčení				
$\sigma_{\text{otl}} [\text{MPa}]$	174,767	261,891	246,995	-
$\sigma_{\text{otl dov}} [\text{MPa}]$	301,5	367,5	390	-
$\sigma_{\text{otl}} < \sigma_{\text{otl dov}}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 10 Namáhání závěsů oběžných lopatek NT dílu

4.4 Namáhání závěsů oběžných kol

Je potřeba zkontrolovat na tahové namáhání od odstředivých sil také drážky pro pojistné kolíky v rotorových discích, které se také nazývají oběžná kola.



Obrázek 18 Rozměry závěsu oběžného kola

4.4.1 Vzorce

- Plocha drážky pro první kolík v oběžném kole namáhaná na tah:

$$S_{1k \text{ tah}} = \left(\frac{\pi \cdot D_{k1}}{Z'_{O \text{ skut}}} \right) \cdot (B_k - (n_a \cdot a + n_b \cdot b)) [\text{cm}^2]$$

$D_{k1} [\text{mm}]$ průměr osy první drážky, odměřeno v AutoCadu

$B_k [\text{mm}]$ šířka oběžného kola

- Plocha drážky pro druhý kolík v oběžném kole namáhaná na tah:

$$S_{2k\,tah} = \left(\frac{\pi \cdot D_{k2}}{z'_{O\,skut}} \right) \cdot (B_k - n_c \cdot c) [cm^2]$$

D_{k2} [mm] průměr osy druhé drážky, odměřeno v AutoCadu

- Tahové napětí pro první drážku, obdobně pro druhou drážku:

$$\sigma_{1k\,tah} = \frac{F_{od}^{komplet}}{S_{1k\,tah}} [MPa]$$

- Dovolené tahové napětí:

$$\sigma_{tah\,dov} = f(\text{materiál}, t_{kol} [^{\circ}C]) [MPa]$$

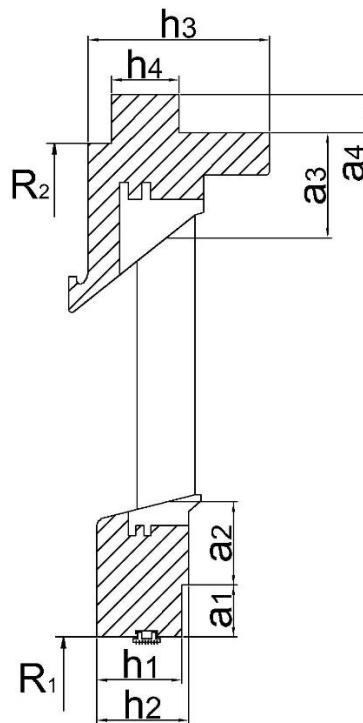
4.4.2 Výsledky

Oběžná kola - závěsy				
Stupeň	1	2	3	4
B_k [mm]	60,81	100,3	146,3	-
$z'_{O\,skut}$ [-]	138	102	112	-
D_{k1} [mm]	1189,46	1263,12	1362,26	-
D_{k2} [mm]	1144,28	1179,86	1300,62	-
n_a [ks]	2	2	2	-
n_b [ks]	1	2	2	-
n_c [ks]	3	4	4	-
d [mm]	12,5	15,5	19,3	-
t_{kol} [°C]	208,571	130,569	51,398	-
Materiál kolíků	15 320.9	15 320.9	15 320.9	-
Materiál disků	16 536.6 a	16 536.6 a	16 536.6 a	-
$F_{od\,komplet}$ [N]	120152,6	381575,5	723155,3	-
$S_{1k\,tah}$ [mm ²]	725,968	1801,255	2437,881	-
$S_{2k\,tah}$ [mm ²]	1037,039	2191,278	2812,786	-
$\sigma_{1k\,tah}$ [MPa]	165,507	211,839	296,633	-
$\sigma_{2k\,tah}$ [MPa]	115,861	174,134	257,096	-
$\sigma_{tah\,dov}$ [MPa]	245	276	299	-
$\sigma_{1k\,tah} < \sigma_{tah\,dov}$	OK	OK	OK	-
$\sigma_{2k\,tah} < \sigma_{tah\,dov}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 11 Namáhání oběžných kol NT dílu

4.5 Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kola tvoří nosiče rozváděcích lopatek. Jsou namáhány především na ohyb vlivem rozdílu tlaku před a za rozváděcím kolem. Déle bude kontrolován maximální průhyb kola. Výpočet bude proveden podle Taylora, kdy je kolo uvažováno jako půlená deska se stálou tloušťkou h_0 [mm]. Tato tloušťka je určena na základě neměnného kvadratického momentu setrvačnosti. Do výpočtu také vstupují dva specifické součinitele pro výpočet namáhání rozváděcího kola φ [-] a μ [-] určené podle přílohy 4 a 5. Poslední rozváděcí kole je svařované. [1] [3]



Obrázek 19 Rozměry rozváděcího kola

4.5.1 Vzorce

- Kvadratický moment průřezu rozváděcího kola:

$$J = \frac{a_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{a_2 \cdot h_2^3}{12} + \frac{a_3 \cdot h_3^3}{12} + \frac{a_4 \cdot h_4^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]}$$

- Ekvivalentní tloušťka desky:

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{R_2 - R_1}} \text{ [mm]}$$

- Ohybové napětí:

$$\sigma_{ohyb\ max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2}{h_0}\right)^2 \text{ [MPa]}$$

φ [-] součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola, příloha 4

Δp [MPa] rozdíl tlaků před a za rozváděcím kolem

- Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_{max\ dov} = f(\text{materiál}, t_p^{RK} [\text{°C}]) \text{ [MPa]}$$

- Povrchová teplota rozváděcího kola:

$$t_p^{RK} = t_0 - 50 \text{ [°C]}$$

t_0 [°C] teplota na vstupu do rozváděcí lopatky, viz kapitola 3.3

- Maximální průhyb rozváděcího kola:

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3} \right) [mm]$$

μ [-] součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola, příloha 5

E [MPa] Modul pružnosti v tahu, příloha 6

- Maximální dovolený průhyb rozváděcího kola:

$$y_{max\,dov} = 0,002 \cdot R_2 [mm]$$

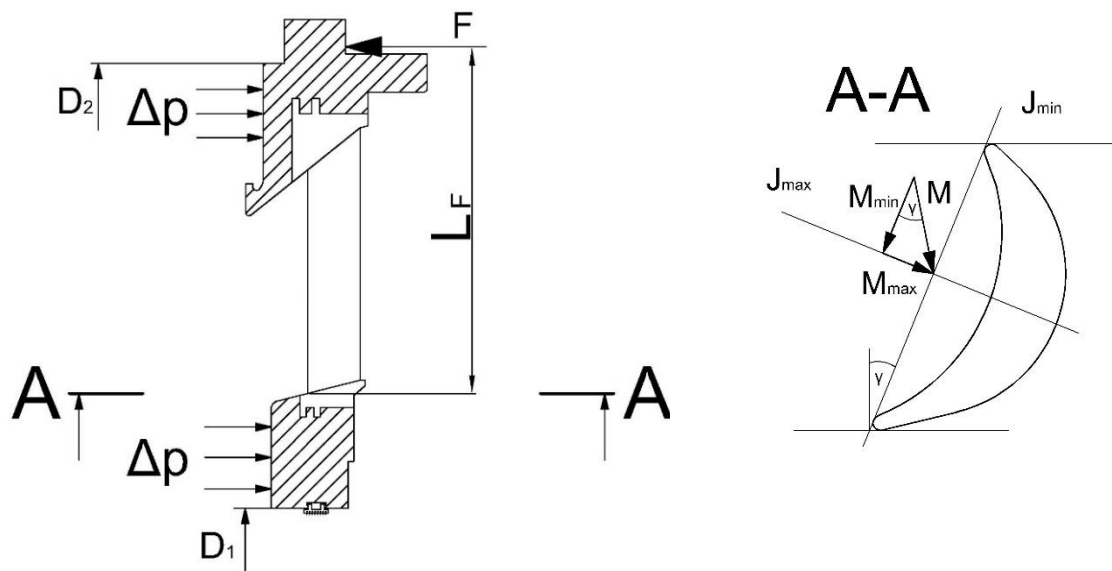
4.5.2 Výsledky

Rozváděcí kola				
Stupeň	1	2	3	4
p_0 [MPa]	0,396	0,258	0,125	-
$p_{1\,RL}$ [MPa]	0,265	0,127	0,053	-
a_1 [mm]	0	60,51	89,16	-
a_2 [mm]	149,26	117,79	142,9	-
a_3 [mm]	51	129,54	180,81	-
a_4 [mm]	42,12	43,08	66,06	-
h_1 [mm]	0	99,44	146,31	-
h_2 [mm]	80,3	111,83	157,88	-
h_3 [mm]	254,37	245,62	312,5	-
h_4 [mm]	163,26	92,7	116,53	-
$J/10^7$ [mm ⁴]	9,1664	18,1507	53,8669	-
R_2 [mm]	926,13	1060,05	1311,57	-
R_1 [mm]	462,74	462,74	462,74	-
h_0 [mm]	133,396	153,919	196,741	-
Δp [MPa]	0,131	0,131	0,071	-
R_1/R_2 [-]	0,5	0,44	0,35	-
$h_0/(R_2-R_1)$ [-]	0,3	0,26	0,2	-
φ [-]	1,58	1,79	2,13	-
$\sigma_{ohyb\,max}$ [MPa]	9,981	11,097	6,758	-
t_0 [°C]	308,36	258,85	180,89	-
t_{RKp} [°C]	258,36	208,85	130,89	-
Materiál	15 128.5	15 128.5	11 523.1	11 523.1
$\sigma_{max\,dov}$ [MPa]	147	147	118	-
$\sigma_0\,max < \sigma_0\,max\,dov$	OK	OK	OK	-
μ [-]	0,93	1,09	1,33	-
E [MPa]	202000	208000	211000	-
y_{max} [mm]	0,187	0,237	0,175	-
$y_{max\,dov}$ [mm]	1,852	2,120	2,623	-
$y_{max} < y_{max\,dov}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 12 Namáhání rozváděcích kol NT dílu

4.6 Namáhání rozváděcích lopatek

Na rozváděcí lopatky působí síla od přetlaku, která vytváří ohybový moment na patě lopatky, respektive v místě řezu A-A (viz. obr. 20). Odolnost vůči tomuto namáhání zajistíme vhodným tvarem profilu. Proto stejně jako u oběžných lopatek je nutno přepočítat specifikace profilů zvolených v kapitole 3.7 na skutečné šířky lopatek B'_R [cm]. Vzorce pro přepočet jsou shodné jako vzorce užívané pro oběžné lopatky v kapitole 4.1.1.



Obrázek 20 Princip namáhání rozváděcí lopatky

4.6.1 Vzorce

- Plocha, na kterou působí tlakový rozdíl:

$$S_{\Delta p} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) [mm^2]$$

- Síla působící na jednu rozváděcí lopatku:

$$F = \frac{S_{\Delta p} \cdot \Delta p}{Z'_{R \text{ zaokrh}}} [N]$$

Δp [MPa] rozdíl tlaků před a za rozváděcí lopatkou

- Síla působící na jednu lopatku v hlavní ose setrvačnosti:

$$F_{J_{max}} = F \cdot \sin \gamma'_R [N]$$

- Ohybový moment:

$$M_{ohyb} = F_{J_{max}} \cdot L_F [Nm]$$

- Ohybové napětí:

$$\sigma_{ohyb} = \frac{M_{ohyb}}{W'_{0 \min}} [MPa]$$

- Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_{ohyb\ dov} = f(\text{materiál}, t_p^{RL} [^{\circ}C]) [MPa]$$

$t_p^{RL} [^{\circ}C]$ povrchová teplota rozváděcí lopatky → teplota rozváděcího kola

4.6.2 Výsledky

Rozváděcí lopatky				
Stupeň	1	2	3	4
B'_R [cm]	5,5	8	10	-
b'_R [cm]	13,75	18,112	22,64	-
S'_0 [cm ²]	19,796	33,894	52,96	-
$W'_{0\ min}$ [cm ³]	6,123	13,763	26,88	-
t'_{opt} [-]	0,72	0,72	0,8	-
γ'_R [°]	66,42	63,79	63,79	-
t'_R [cm]	9,9	13,041	18,112	-
z'_R zaokrh [-]	47	39	33	-
$t'_{R\ skut}$ [cm]	9,659	12,848	18,04	-
D_1 [mm]	925,48	925,48	925,48	-
D_2 [mm]	1852,26	2120,1	2623,14	-
$S_{\Delta p}$ [mm ²]	2,022	2,858	4,732	-
Δp [MPa]	0,131	0,131	0,071	-
F [N]	5637,82	9576,41	10236,45	-
F_{Jmax} [N]	5167,146	8591,616	9183,778	-
L_F [m]	0,273	0,409	0,635	-
M_{ohyb} [Nm]	1410,631	3513,971	5831,699	-
σ_{ohyb} [MPa]	230,397	255,328	216,953	-
t_{RLp} [°C]	258,36	208,85	130,89	-
Materiál RL	15 335.3	15 335.3	15 335.3	-
$\sigma_{ohyb\ dov}$ [MPa]	267	267	282	-
$\sigma_{ohyb} < \sigma_{ohyb\ dov}$	OK	OK	OK	-

Tabulka 13 Namáhání rozváděcích lopatek NT dílu

5 Kontrola rotoru na krut

Rotor se kontroluje z hlediska bezpečnosti v místě nejmenšího průřezu. Zde je přes spojku vyveden krouticí moment na ST díl a na alternátor. Právě tato část hřídele je na krut namáhána nejvíce. Míra bezpečnosti je vyžadována vysoká ($k \approx 10 [-]$). Je to z důvodu rizika náhlého odpojení alternátoru od turbíny, tedy odpojení zátěže, kdy je namáhání na krut o mnoho větší.

- Krouticí moment rotoru:

$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} [kNm]$$

$P = 300\,000 [kW]$ celkový vyvedený výkon turbosoustrojí

$n = 3600 [1/min]$ otáčky rotoru dle zadání

$$M_k = \frac{300\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3600} = 795\,774,7 [Nm]$$

- Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16} [m^3]$$

$d_{min} = 0,585 [m]$ nejmenší průměr hřídele u spojky, laděno dle bezpečnosti

$$W_k = 0,039309 [m^3]$$

- Maximální napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{795\,774,7}{0,039309} = 20,24 [MPa]$$

- Maximální dovolené napětí v krutu:

$$\tau_{dov} = 0,65 \cdot R_e [MPa]$$

$R_e = 314 [MPa]$ mez kluzu materiálu rotoru 16 536.6 a, příloha 3

$$\tau_{dov} = 204,1 [MPa]$$

- Bezpečnost:

$$k = \frac{\tau_{dov}}{\tau} = \frac{204,1}{20,24} = 10,08 [-] \cong 10 [-]$$

Z výpočtu vyplývá, že minimální průměr 585 mm je pro namáhání v krutu vyhovující.

6 Částečný provoz turbíny

Výpočtem částečného provozu neboli nenávrhových stavů určíme parametry páry v jednotlivých bodech tepelného schématu při 80 % a 60 % jmenovitého výkonu turbíny. Sníží-li se výkon turbíny při neměnných průřezích kanálů, sníží se také množství páry protékající jednotlivými stupni. To má přímý vliv na tlak za stupněm a na zpracovaný tepelný spád. Znat změnžené rozložení tlaků je potřebné také kvůli výpočtu namáhání rozváděcích kol.

Výpočet je proveden podle teorie parního kužele, který popisuje závislost tlaku před a za stupněm na množství páry při uvažování stálé vstupní teploty a průtočných průřezů. [1]

$$\left(\frac{M_{nový}}{M_{100\%}}\right)^2 = \frac{T_1}{T_{nová}} \frac{p_{1nový}^2 - p_{2nový}^2}{p_1^2 - p_2^2}$$

$M_{nový}$ [kg/s]	hmotnostní průtok při snížení výkonu turbíny
$M_{100\%}$ [kg/s]	hmotnostní průtok při návrhovém výkonu turbíny
T_1 [°C]	teplota za stupněm při návrhovém výkonu turbíny
$T_{nová}$ [°C]	teplota za stupněm při sníženém výkonu turbíny
$p_{1nový}$ [MPa]	tlak za stupněm při sníženém výkonu turbíny
$p_{2nový}$ [kPa]	tlak kondenzace při sníženém výkonu turbíny
p_1 [MPa]	tlak za stupněm při návrhovém výkonu turbíny
p_2 [kPa]	tlak kondenzace při návrhovém výkonu turbíny

Jelikož je malý rozdíl mezi teplotou T_1 a teplotou $T_{nová}$ (v závislosti na typu regulace), lze tento člen zanedbat. Dále tlak kondenzace je oproti tlaku za stupněm výrazně nižší, proto jej můžeme také zanedbat.

Zjednodušený tvar rovnice:

$$\frac{M_{nový}}{M_{100\%}} = \frac{p_{1nový}}{p_1}$$

Nyní můžeme určit nový tlak za jakýmkoliv stupněm (kromě posledního) pomocí dopočítaného nového hmotnostního průtoku.

Předpoklady pro výpočet:

- Konstantní teplota a tlak na vstupu (admisní pára)
- Konstantní tlak v kondenzátoru
- Konstantní teplota přehřáté páry
- Konstantní průtočný průřez stupňů

Parametry páry při částečném provozu 80 % jmenovitého výkonu turbíny jsou uvedeny v příloze 8, při 60 % jmenovitého výkonu turbíny v příloze 9.

výkon turbíny	
P (MW)	305,558
P _{80%} (MW)	244,447
výkon VT dílu	
P _{VT} (MW)	81,296
P _{VT 80%} (MW)	65,037
výkon ST dílu	
P _{ST} (MW)	117,007
P _{ST 80%} (MW)	93,605
výkon NT dílu	
P _{NT} (MW)	107,256
P _{NT 80%} (MW)	85,805

výkon turbíny	
P (MW)	305,558
P _{60%} (MW)	183,335
výkon VT dílu	
P _{VT} (MW)	81,2960
P _{VT 60%} (MW)	48,7776
výkon ST dílu	
P _{ST} (MW)	117,007
P _{ST 60%} (MW)	70,204
výkon NT dílu	
P _{NT} (MW)	107,256
P _{NT 60%} (MW)	64,353

Tabulka 14 Tepelný výkon turbíny a jejích dílů při sníženém výkonu na 80 % a 60 %

7 Uložení NT dílu a návrh výstupního hrdla do kondenzátoru

Návrh konstrukce NT dílu je dán především výkresovou dokumentací přiloženou k diplomové práci. Sestává z podélného řezu NT dílem, kde je patrná průtočná část, dva pohledy na vnější opláštění NT dílu s výstupem do potrubí a s naznačeným uložením vnitřního tělesa do vnějšího.

Průtočný průřez vstupního hrdla je 2,71 m² a byl určen dle rovnice kontinuity:

$$S = M \cdot \frac{v}{c} [m^2]$$

M = 201,58 kg/s hmotnostní tok do NT dílu

v = 0,672 m³/kg měrný objem páry na vstupu do NT dílu

c = 50 m/s volená vstupní rychlost páry [2]

Ztráta vstupního hrdla není uvažována.

Průměr jednoho potrubí by byl 1,86 m, což je větší průměr, než je průměr doporučeného potrubí DN 1500. Proto byly voleny dvě menší potrubí DN 1300. Jak je patrné z výkresů vnějšího opláštění, do tohoto potrubí je mezi ST a NT dílem zaveden vstřík nízkotlaké páry z kotle.

Průtočný průřez výstupního hrdla byl taktéž určen dle rovnice kontinuity:

$$S = M \cdot \frac{v}{c} [m^2]$$

M = 201,58 kg/s hmotnostní tok z NT dílu

v = 9,702 m³/kg měrný objem páry na výstupu z NT dílu

c = 100 m/s výstupní rychlost páry, voleno dle konzultace, [3]

Výstupní hrdlo má obdélníkový průřez o ploše 19,56 m². S vnějším opláštěním je spojeno přes osový kompenzátor. Ten umožňuje teplotní dilatace v příčném směru. Na výstupní hrdlo navazuje potrubí o průměru 5 m vedoucí expandovanou páru do vzduchového kondenzátoru. Toto potrubí je taktéž opatřeno prvky umožňující teplotní dilataci jako je osový kompenzátor a pružné uložení realizované dvěma pružinami podpírající potrubí.

Pevný bod NT dílu je tvořen příčnými kozlíky ve spodu vnějšího tělesa. Jsou zabetonovány v základové desce a zajišťují axiální vedení tělesa. Axiální posuv v místě kozlíků je nulový. Vnější těleso je usazeno na kozlících pod dělicí rovinou. Zvláště jsou pak kozlíky pod ložiskovými stojany, které nesou rotor NT dílu, přední kozlík nese také ST těleso.

Vnitřní těleso je ve vnějším uchyceno pomocí nosníků vnitřní skříně. Nosníky jsou umístěny v dělicí rovině a také zajišťují souosost vnitřního tělesa s vnějším. Vnitřní těleso je tvořeno dvěma částmi, které jsou k sobě sešroubovány. Šrouby zajišťují jeho těsnost. V reálu však dochází ke kroucení skříně vlivem její velikosti, teplot páry a rozdílných tlaků uvnitř vnitřního tělesa – tlak páry a vnějšího tělesa – vakuum – tlak kondenzace. Zadní ložiskový stojan je osamocen, generátor má svůj ložiskový stojan.

Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh nízkotlakého dílu třítělesové parní turbíny do paroplynového cyklu a návrh bočního výstupního hrda do vzduchem chlazeného kondenzátoru. Úvod tvořil výpočet tepelného schématu celé parní turbíny.

Výpočtem tepelného schématu byly určeny tepelné spády a výkony jednotlivých částí. Vysokotlaký díl zpracuje 427,5 kJ/kg entalpického spádu s odhadnutou termodynamickou účinností 91 %. Vnitřní výkon VT dílu je 81,3 MW. Středotlaký díl zpracuje 598,1 kJ/kg s odhadnutou účinností 93 %, vnitřní výkon ST dílu činí 117 MW. Nízkotlaký díl zpracuje 532,1 kJ/kg s účinností 90 % a vnitřní výkon NT dílu je 107,3 MW. Celkový tepelný výkon turbosoustrojí pak činí 305,6 MW. Pro tento výpočet byl použit doplněk softwaru Excel - IAPWS IF97 → tabulky vody a vodní páry. Tepelným výpočtem jsme také získali vstupní a výstupní parametry NT dílu, které sloužily jako vstupy pro návrh průtočné části NT dílu. Hmotnostní průtok NT dílem je 201,58 kg/s.

Průtočná část byla navržena pomocí softwaru Turbina-Delphi, který iteracemi stanoví parametry páry ve stupních, délky rozváděcích lopatek a patní průměry lopatek. Vzorce, podle kterých program pracuje, jsou v kapitole taktéž shrnuty. NT díl obsahuje dvě shodné části orientovány od sebe, kvůli snížení axiálních sil vyvolaných proudem páry. Každá část je tvořena čtyřmi shodnými stupni, celkem má tedy NT díl osm stupňů. Skutečná termodynamická účinnost, která byla dopočítána, činí 86,23 %. Všechny lopatky jsou zkroucené. Poslední nejdelší lopatka byla volena jako modulová lopatka společnosti Doosan Škoda Power pro otáčky 3600 1/min. Dále byly sestaveny rychlostní trojúhelníky pro každý stupeň a stanoveny typy proudění v lopatkových kanálech. Na základě těchto údajů byly vybrány vhodné profily rozváděcích i oběžných lopatek.

V rámci pevnostních výpočtů byly zvoleny materiály všech komponentů nízkotlakého dílu. Materiály byly voleny dle materiálového listu literatury [1] a dle doporučení konzultanta ze společnosti DŠP. NT díl pracuje s parametry nižšími než VT a ST díl, bylo tedy možno v některých případech volit méně odolné, avšak dostačující materiály. Například pro rozváděcí kola byly určeny oceli třídy 11. Oproti tomu jsou oběžné lopatky z velmi kvalitních ocelí, jelikož musí splňovat pevnostní nároky, odolnost vůči opakovaným startům a vlhkosti. Na základě pevnostních výpočtů byly také laděny rozměry rozvidlených závěsů oběžných lopatek.

Za pevnostními výpočty je uvedena kapitola Kontrola rotoru na krut. Z hlediska bezpečnosti byl ověřen nejmenší průměr rotoru. Průměr 585 mm je dle výpočtu vyhovující.

Výpočtem 80 % a 60 % výkonu turbíny byly stanoveny parametry páry za částečného provozu. Hmotnostní průtok NT dílem při 80 % výkonu 244,5 MW činí 161,3 kg/s. Hmotnostní tok NT dílem při 60 % výkonu 183,4 MW je pak 121 kg/s. Tepelná schémata jak pro snížené výkony, tak pro jmenovitý výkon jsou z přílohách na konci práce.

V poslední kapitole byl popsán návrh výstupního bočního hrdla. Průtočná plocha hrdla činí 19,56 m² a hrdlo je obdélníkového průřezu. Navazující potrubí vedoucí expandovanou párou do vzduchového kondenzátoru je o průměru 5 m. Uložení je

patrné z přiložených výkresů.

Návrh parní turbíny a jejího nízkotlakého dílu provedený v této práci byl vytvořen na základě mnoha zjednodušujících předpokladů a volbě teoretických součinitelů. Proto je nutno říci, že se jedná spíše o prvotní výpočet. Pro detailní a přesný návrh by bylo zapotřebí omezit zjednodušení a použít přesnější koeficienty, vycházející například z měření podobné turbíny. Zajisté by bylo vhodné použít software specializovaný pro potřeby výpočtáře, výhodou by byly také zkušenosti získané praxí.

Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [5] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [6] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. *Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů*, Transformační technologie, 2011-03, [last updated 2017-01-14]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/19.html>.

Software

Microsoft Office Word 2013

Microsoft Office Excel 2013

Doplňek softwaru Excel - IAPWS IF97 → tabulky vody a vodní páry

Autodesk AutoCAD 2016

Turbina-Delphi

Seznam zkratk a symbolů

p	MPa	tlak
t	°C	teplota
i	kJ/kg	entalpie
s	kJ/kgK	entropie
v	m ³ /kg	měrný objem
x	-	sytost
H, h	kJ/kg	entalpický spád
P _e	MW	elektrický výkon

S	m ²	plocha
M _{k/o}	Nm	krouticí/ohybový moment
DP		diplomová práce
DŠP		Doosan Škoda Power
R _p	-	stupeň reakce na patě lopatky
α	°	úhel absolutní rychlosti
β	°	úhel relativní rychlosti
D, d	m	průměr

P	MW	tepelný výkon
n	1/min	otáčky
M	kg/s	hmotnostní tok
η_t	%	tepelná účinnost
η_{TDi}	%	termodynamická účinnost
Q_r^i	kJ/kg	výhřevnost
δ	°C	nedohřev
VT		vysokotlaký
ST		středotlaký
NT		nízkotlaký
K		kotel
Kond		kondenzátor
G		generátor
ζ	-	poměrná tlaková ztráta
RZV		rychlozávěrný ventil
RV		regulační ventil
ZV		závěrný ventil
ZZH		zákon zachování hmoty

φ	-	rychlostní ztrátový součinitel OL
ψ	-	rychlostní ztrátový součinitel RL
RL		rozdávěcí lopatky
OL		oběžné lopatky
u	m/s	obvodová rychlost
c	m/s	absolutní rychlost
w	m/s	relativní rychlost
L, l	m	délka lopatky
z	MW, %	ztráta
Ma	-	Machovo číslo
a	m/s	rychlost zvuku
J_0	cm ⁴	minimální kvadratický moment
W_0	cm ³	minimální ohybový průřez
γ	°	úhel nastavení profilu
F	N	síla
σ, τ	MPa	napětí
E	MPa	modul pružnosti
ZZE		zákon zachování energie

Zkratky a symboly jsou platné, pokud není v textu uvedeno jinak

Přílohy

Příloha 1: Charakteristiky profilů [1]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_0^{min} (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

 α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_0^{min} (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

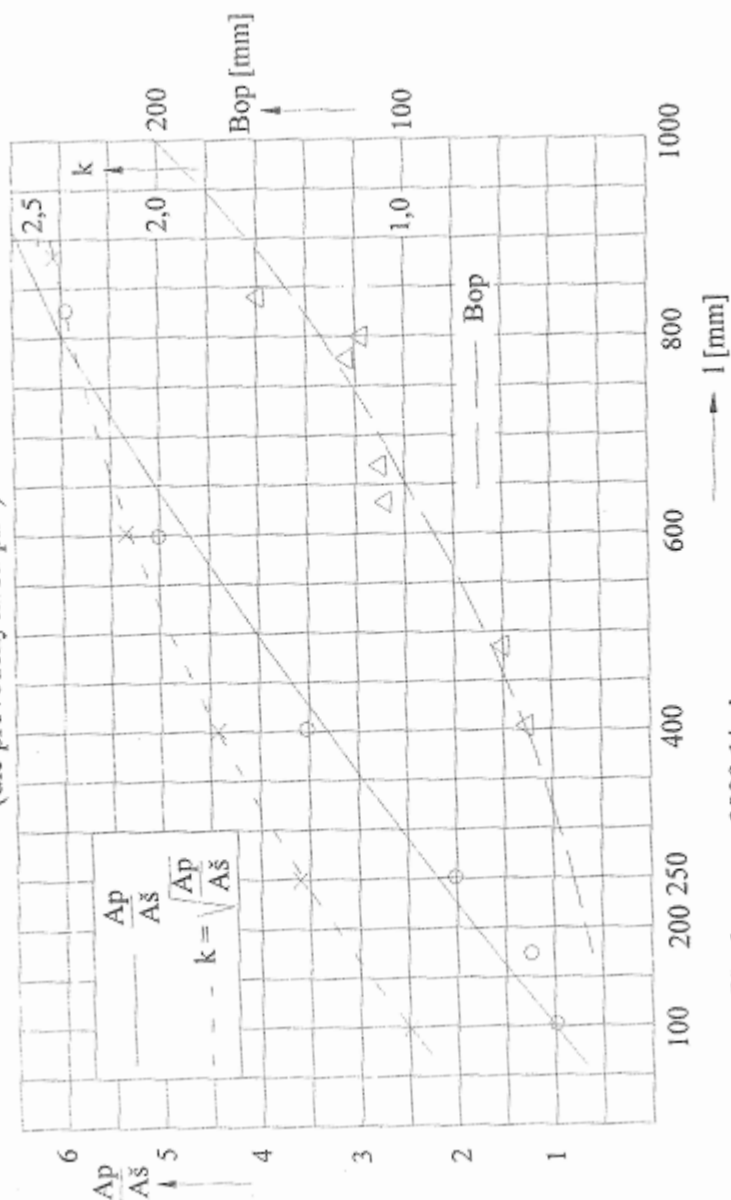
Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$ B (transonické) $0,9 < M < 1,15$ C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$ D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha 2: Součinitel odlehčení zkroucených lopatek [1]

Poměr ploch patního a špičkového profilu a součinitel odlehčení u dlouhých lopatek
(dle provedených stupňů)



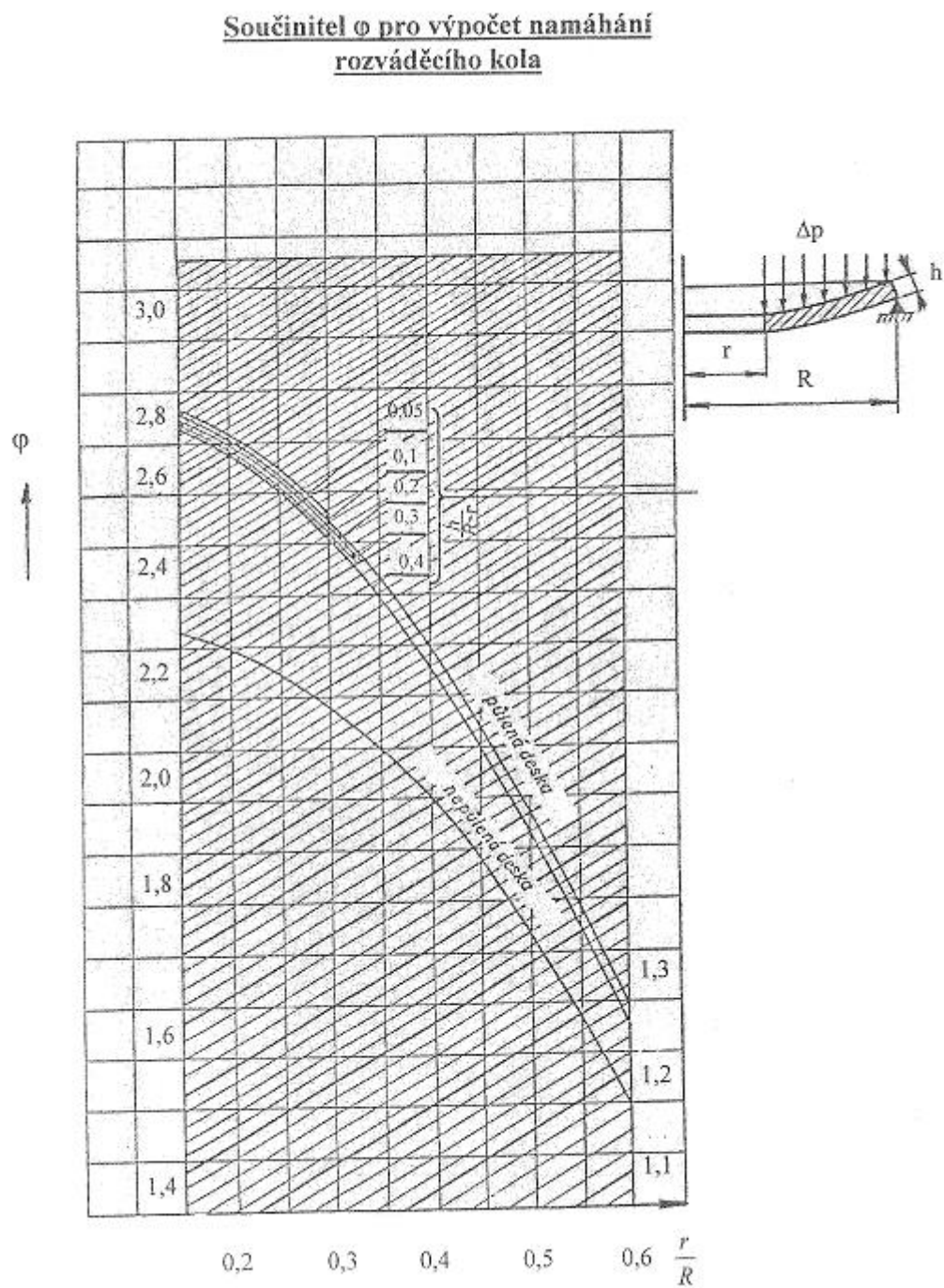
Platí pro $n = 3000$ 1/min

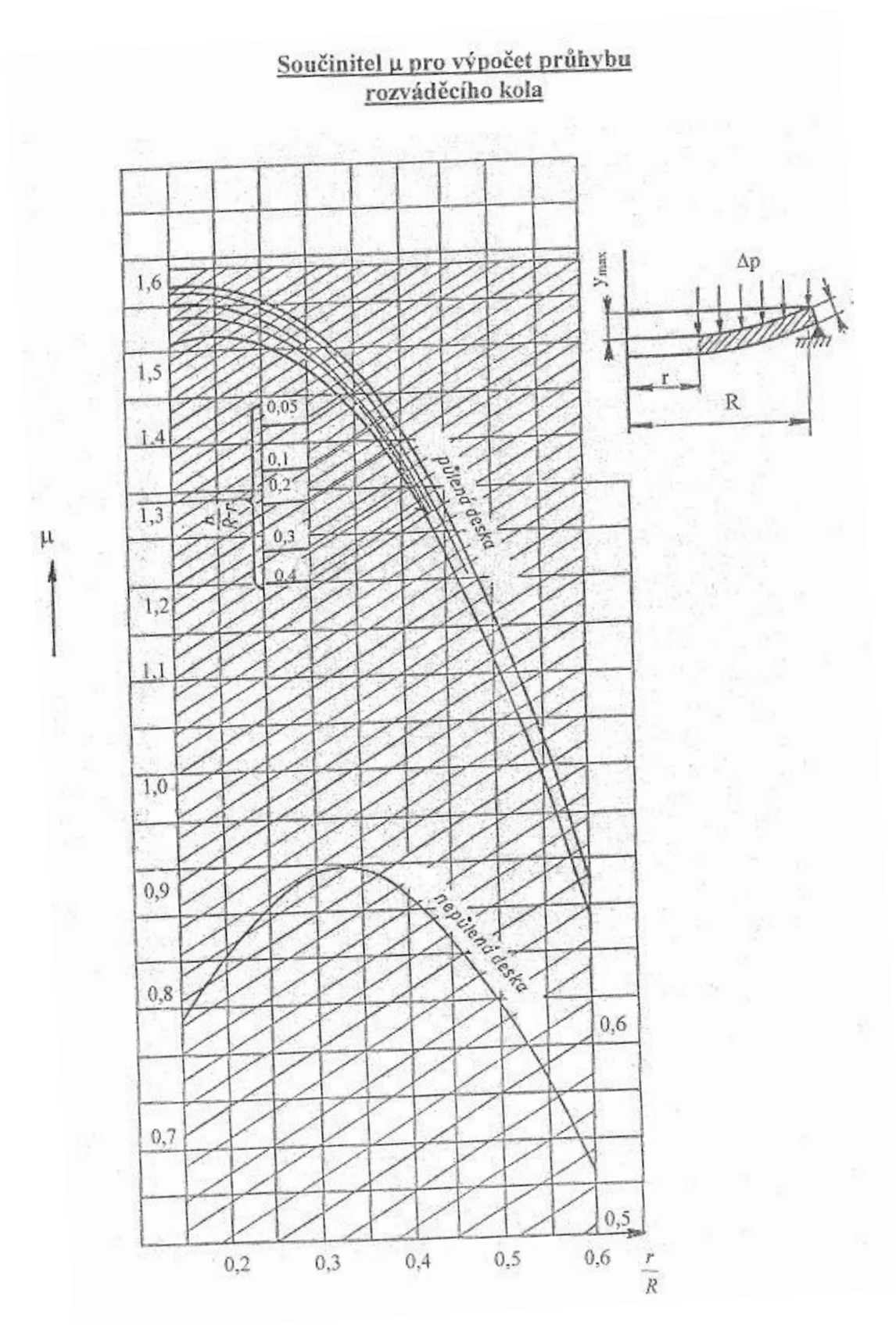
Pro jiné otáčky nutno přepočítat $k' \approx k \cdot \frac{D_s}{D'_s} \cdot \frac{u'^2}{u^2}$

Příloha 3: Materiálový katalog s hodnotami dovoleného napětí [1]

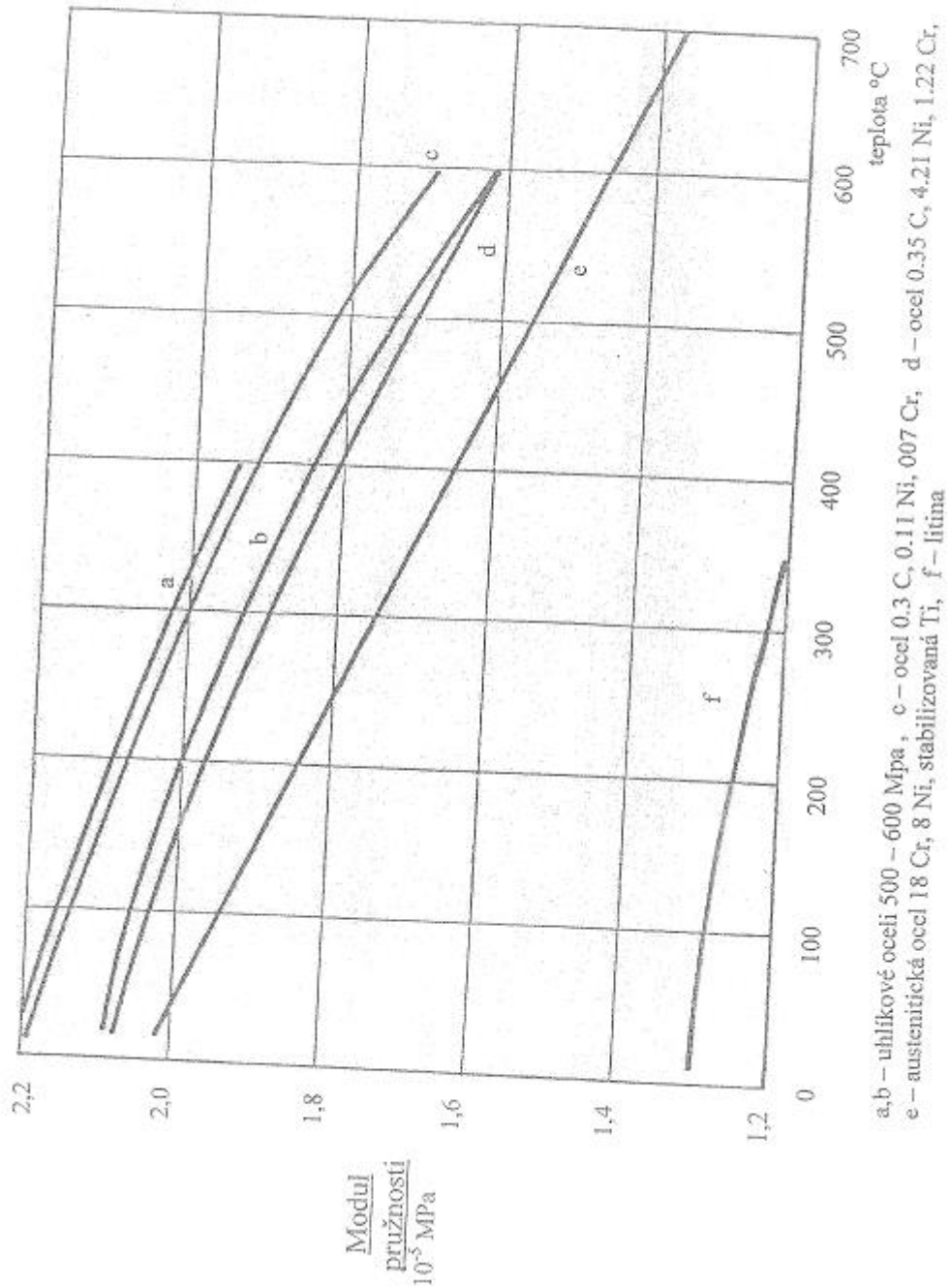
	Ob.lop.	Rotory	Rozv. lop.	Rozv. kola	
*ident	název materiálu	Sqkm	Tmax	S20, 100, 200, 300, 350, 400, 420, 440, 460, 480, 500, 510, 520, 530, 540, 550, →T	E20, 100, 200, 300, 400, 500, 600, →T
00101	15 128, 5	363.	550.	181, 172, 159, 147, 139, 135, 132, 128, 125, 121, 109, 84, 75, 66, 56, 50, 44.	214, 211, 208, 197, 188, 178, 166.
00102	11 523, 1	304.	400.	152, 132, 118, 103, 93, 87, 62.	* poznámky až do konce
00103	422747, 6	410.	550.	216, 196, 181, 172, 167, 164, 162, 160, 152, 125, 100, 80, 71, 65, 57, 50, 44.	* plechy, výkovky i nad 400° C
00104	422744, 6	284.	550.	142, 137, 132, 127, 123, 118, 113, 109, 105, 101, 98, 83, 72, 61, 51, 43, 36.	* plechy, výkovky i nad 400° C
00105	422742, 6	314.	500.	157, 142, 127, 115, 108, 103, 98, 96, 94, 86, 78, 59.	* odličky i nad 400° C
00106	422713, 5	245.	400.	123, 113, 98, 83, 69, 59, 49.	* odličky i nad 400, do 500° C i do 8 tun
00107	422904, 5	294.	350.	147, 132, 118, 108, 103.	* odličky i do 400° C
00108	SN 422903, 6	360.	400.	180, 145, 140, 135, 132, 131, 130.	* korozivzd. (pro jaderne 220)
00109	422425	245.	250.	59, 59, 59, 59.	* korozivzd. (pro jaderne 1000)
00201	15 128, 5	274.	550.	220, 214, 207, 196, 172, 172, 172, 153, 133, 133, 133, 86, 86, 59, 59, 59.	* slitina i do 250° C
00202	15 335, 3	392.	550.	314, 229, 282, 267, 251, 251, 212, 212, 172, 172, 133, 133, 94, 94, 94.	* lyčce, vt profily i nad 400° C
00203	17 021, 2	274.	400.	220, 204, 188, 180, 172, 172, 172.	* lyčce, vt profily i nad 400° C
00204	422745	319.	550.	255, 245, 240, 235, 220, 220, 208, 208, 134, 134, 134, 88, 88, 59, 59, 59.	* přesné odličky u starých strojů
00205	SN 422903	360.	400.	284, 231, 223, 216, 208, 208, 208.	* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00206	422904	294.	400.	235, 220, 206, 191, 186, 186, 186.	* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00207	422905	245.	400.	196, 180, 169, 161, 153, 153, 153.	* rozv. lop. zalité v šedé litině (NT)
00208	Alstom C51R-1	441.	550.	353, 328, 309, 279, 258, 258, 231, 231, 147, 147, 147, 115, 115, 88, 88, 88.	* Alstom, náhraha 15 335
00301	15 335, 9	490.	550.	196, 186, 176, 157, 147, 142, 137, 133, 129, 123, 113, 103, 98, 93, 88, 82, 76.	* VT, ST rotory méně namáhané a studenější
00302	15 320, 9	490.	550.	196, 186, 176, 157, 147, 142, 137, 133, 129, 123, 108, 83, 70, 59, 50, 42, 35.	* VT, ST rotory více namáhané a teplejší
00303	16 236, 6	539.	550.	216, 201, 186, 167, 157, 155, 152, 142, 132, 123, 108, 93, 86, 78, 72, 65, 57.	*
00304	16 431, 6	588.	500.	235, 216, 196, 176, 167, 162, 157, 152, 137, 118, 98, 73.	* disky skládaných rotorů
00305	16 431, 9	637.	500.	255, 235, 216, 196, 186, 181, 176, 172, 137, 118, 98, 73.	* disky svař. NT rotorů, běžně používané
00306	16 444, 6(9)	735.	420.	294, 279, 255, 230, 216, 196, 176, 147.	* disky do šířky 500 mm
00307	16 536, 6	686.	420.	276, 260, 235, 216, 206, 191, 176, 147.	
00308	16 536, 6 a	314.	420.	314, 299, 276, 245, 230, 206, 176, 147.	
00401	PAK 1,6	490.	460.	196, 186, 172, 157, 137, 123, 88, 69, 53, 37.	
00402	PAK 1,6 vyk.	539.	420.	216, 206, 186, 172, 152, 132, 98, 78.	
00403	PAK 2MV, 7	570.	550.	230, 221, 211, 201, 191, 186, 181, 176, 172, 167, 162, 142, 123, 103, 88, 74, 59.	
00404	P-AK 1 TD	686.	200.	275, 260, 245.	
00501	15 320, 9	588.	550.	157, 150, 144, 125, 115, 110, 105, 102, 99, 96, 82, 63, 52, 44, 37, 31, 26.	

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

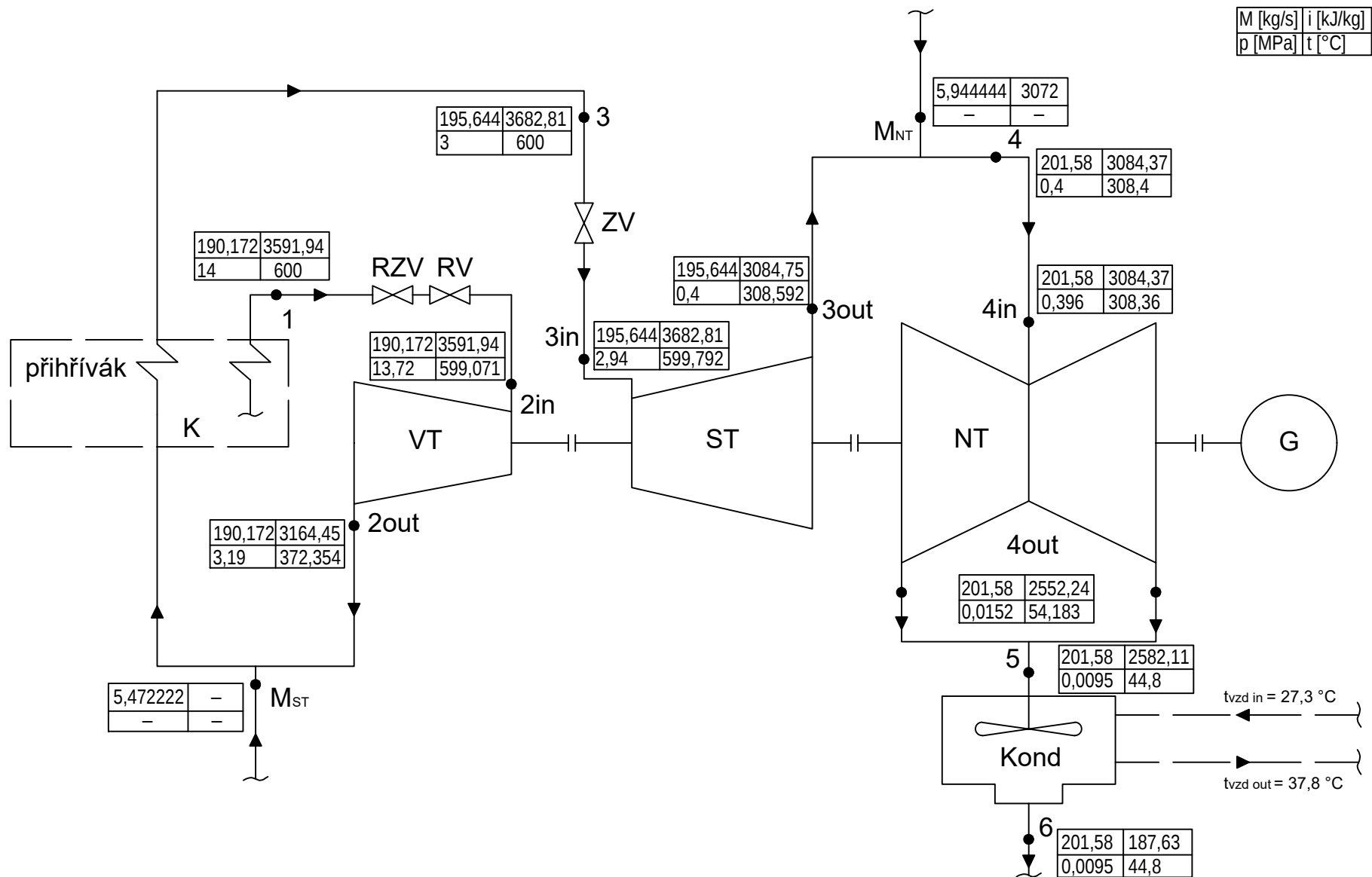
Příloha 4: Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcích kol [1]

Příloha 5: Součinitel μ pro výpočet namáhání rozváděcích kol [1]

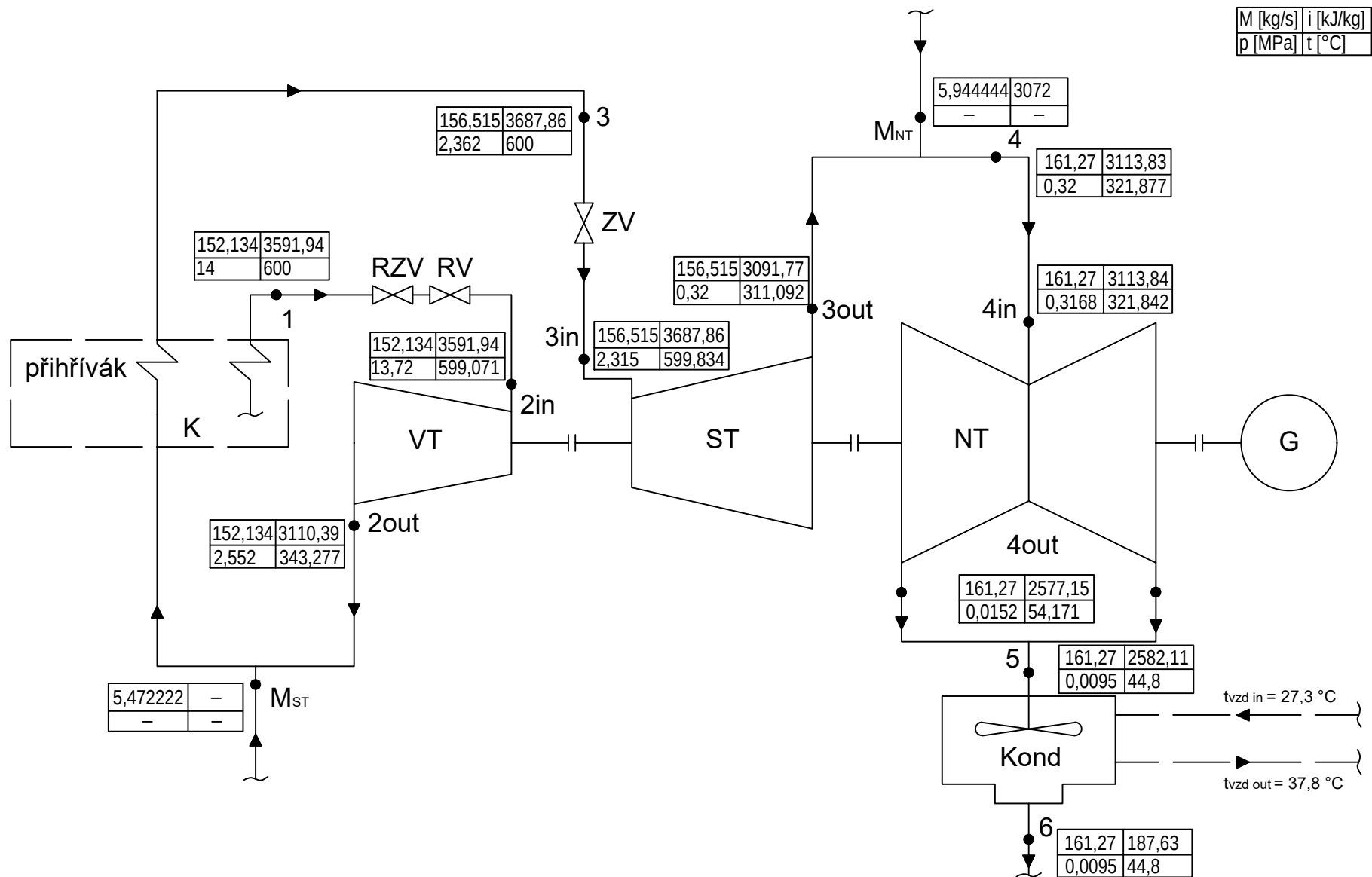
Příloha 6: Modul pružnosti v tahu E [MPa] [1]

Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě

Příloha 7: Tepelné schéma pro jmenovitý výkon



Příloha 8: Tepelné schéma pro 80 % výkon



Příloha 9: Tepelné schéma pro 60 % výkon

